

UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

RICARDO PENG YEE

**APLICABILIDADE DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO
MECÂNICA DE VAPOR NA MESOESCALA: UMA ANÁLISE TERMODINÂMICA**

CURITIBA

2017

RICARDO PENG YEE

**APLICABILIDADE DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO
MECÂNICA DE VAPOR NA MESOESCALA: UMA ANÁLISE TERMODINÂMICA**

Dissertação de mestrado submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Paraná como requisito para a obtenção do grau de mestre em Engenharia Mecânica, na área de concentração de Fenômenos de Transporte e Engenharia Térmica.

Orientador: Prof. Christian J. L. Hermes, Dr. Eng.

CURITIBA

2017

P397a

Peng Yee, Ricardo

Aplicabilidade de sistemas de refrigeração por compressão mecânica de vapor na mesoescala: uma análise termodinâmica / Ricardo Peng Yee. – Curitiba, 2017.

127f. : il. [algumas color.] ; 30 cm.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal do Paraná, Setor de Tecnologia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2017.

Orientador: Christian Johann Losso Hermes,

1. Refrigeração – Materiais eletrônicos. 2. Análise térmica. I. Universidade Federal do Paraná. II. Hermes, Christian Johann Losso. III. Título.

CDD: 621.56

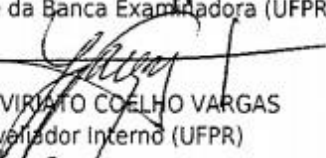
TERMO DE APROVAÇÃO

Os membros da Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em ENGENHARIA MECÂNICA da Universidade Federal do Paraná foram convocados para realizar a arguição da Dissertação de Mestrado de **RICARDO PENG YEE**, intitulada: "**APLICABILIDADE DE SISTEMAS POR COMPRESSÃO MECÂNICA DE VAPOR NA MESOESCALA: UMA ANÁLISE TERMODINÂMICA**", após terem inquirido o aluno e realizado a avaliação do trabalho, são de parecer pela sua aprovação.

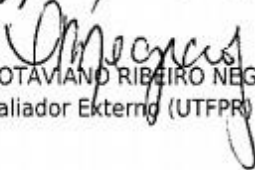
Curitiba, 09 de Junho de 2017.



CHRISTIAN JOHANN LOSSO HERMES
Presidente da Banca Examinadora (UFPR)



JOSE VIRIATO COELHO VARGAS
Avaliador Interno (UFPR)



CEZAR OTAVIANO RIBEIRO NEGRÃO
Avaliador Externo (UFPR)

AGRADECIMENTOS

À minha família, a quem devo por toda a minha formação e todas as minhas conquistas, pelo apoio e pelo amor durante todo esse tempo.

Ao meu orientador, Prof. Christian J. L. Hermes, pelo compartilhamento de seus conhecimentos de forma dedicada e paciente, sempre almejando o desenvolvimento de minha formação, e pela amizade e confiança construídas ao longo desse tempo.

À minha namorada, amiga e companheira, Tami, pelo amor, encorajamento e compreensão durante todos os momentos.

Aos membros da banca examinadora pela disposição e pelo tempo reservado para avaliação deste trabalho.

A meus amigos, colegas e aos demais professores que contribuíram direta ou indiretamente para este passo dado na minha formação.

À UFPR, ao PG-MEC e à CAPES pela estrutura, espaço e pelo estímulo dado para a realização deste trabalho.

RESUMO

Equipamentos eletrônicos modernos têm a característica indesejada, porém inevitável, de elevadas taxas de geração de calor. O objetivo do presente trabalho consistiu em observar a aplicabilidade de sistemas por compressão mecânica de vapor para estes fins, propondo as configurações ótimas para cada componente do sistema. Para isto, foi realizada a implementação de um modelo de simulação em regime permanente com a inclusão de parâmetros geométricos dos componentes do ciclo. Conforme o tamanho dos trocadores de calor diminui, foram observados comportamentos que corroboram observações presentes na literatura aberta, com a presença de uma inflexão dentro dos limites propostos para a mesoescala. Propondo ainda um modelo semi-empírico capaz de captar os efeitos de escala nas eficiências de compressão, algumas das dificuldades na modelagem desse componente também foram apontadas, bem como a seleção do compressor apropriado. Por fim, uma comparação demonstrou a superioridade do sistema proposto, com COP em torno de 1,60, desempenho consideravelmente melhor do que sistemas equivalentes termoelétricos. A metodologia de seleção desenvolvida indica algumas referências para uma futura construção de sistemas voltados para o resfriamento de eletrônicos.

Palavras-chave: Análise termodinâmica. Resfriamento de eletrônicos. Refrigeração por compressão de vapor. Mesoescala.

ABSTRACT

Electronic equipments have the undesired (but unavoidable) characteristic of generating large amounts of heat. The present work is aimed at verifying the applicability of vapor compression systems in these small-scale applications, also proposing the optimal configuration for each component of the system. This was achieved by means of a steady-state simulation model, with the addition of geometric parameters of the cycle components. As the heat exchangers' characteristic lengths become smaller, some expected behaviors from the open literature were confirmed. This study also points out the difficulties in modelling the compressor, and introduces a model sensitive to the scale effects, as well as a selection of the most appropriate size for the compressor. As a conclusion, a comparison showed the superiority of the proposed system, with COP values around 1,60, a good performance when compared to an equivalent thermoelectric system. The followed methodology highlights some guidelines for eventual building of systems aimed at electronics cooling applications.

Keywords: Thermodynamic analysis. Eletronics cooling. Vapor compression refrigeration. Mesoscale.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Figura de mérito termoelétrica adimensionalizada para diferentes materiais em função da temperatura	19
Figura 2 – Evolução da dissipação de calor de processadores da Intel	20
Figura 3 – Representação esquemática de um sistema MVCR prospectivo para uso na mesoescala	21
Figura 4 – Representação dos regimes de escoamento em um canal durante evaporação em pequena escala	23
Figura 5 – Temperaturas de trabalho para diferentes aplicações.....	29
Figura 6 – Esquema de sistema de refrigeração por compressão de vapor (acima) e representação em diagrama pressão-entalpia (abaixo)	34
Figura 7 – Ciclo com trocador de calor interno (acima) e diagrama T-s do ciclo real correspondente (abaixo)	36
Figura 8 – Balanço de energia em um evaporador (acima) e condensador (abaixo) genéricos	38
Figura 9 – Balanço de energia no compressor.....	39
Figura 10 – Balanço de energia no trocador de calor interno.....	41
Figura 11 – Eficiência de 2ª lei em função da capacidade de refrigeração	47
Figura 12 – Configurações de distribuição de refrigerante nos trocadores de calor: a) padrão (serpentina); b) aninhada e c) paralela.....	48
Figura 13 – Frações de área de canal semelhantes para diferentes larguras de passagem	49
Figura 14 – Balanço de massa em volume de controle elementar.....	51
Figura 15 – Balanço de quantidade de movimento linear em volume de controle elementar..	51
Figura 16 - Balanço de energia em volume de controle elementar	53
Figura 17 – Fluxos advindos de condução de calor na malha bidimensional	54
Figura 18 – Fluxos de calor envolvidos na análise do elemento 1 da Figura 17 (esq.) e resistências térmicas correspondentes (dir.)	54
Figura 19 – Balanço de energia em um elemento bidimensional (difusão pura)	56
Figura 20 – Volume de controle elementar bidimensional discretizado	57
Figura 21 – Representação do volume considerado no TDMA linha-por-linha para problema tridimensional	58
Figura 22 – Validação do modelo para perda de pressão durante evaporação.....	60

Figura 23 – Validação do modelo para transferência de calor durante evaporação	64
Figura 24 – Representação da resistência de contato	67
Figura 25 – Curva do ventilador AFB0512MB-F00 empregado	68
Figura 26 – Parâmetros geométricos usados no modelo das aletas com venezianas	70
Figura 27 – Detalhes das venezianas do trocador de calor em questão.....	70
Figura 28 – Fluxograma de simulação de sistema mesoscópico com compressão e expansão ideais.....	73
Figura 29 – Valores de COP para diferentes configurações do evaporador (condensador com largura de passagem de 2,0 mm)	74
Figura 30 – Valores de COP (acima) e $\eta_{int,rev}$ (abaixo) para diferentes configurações do evaporador (condensador com largura de passagem de 1,02 mm).....	76
Figura 31 – Temperaturas médias de condensação (acima) e evaporação (abaixo) para diferentes configurações do evaporador (condensador com largura de passagem de 1,02 mm)	77
Figura 32 – Diagrama p-h para diferentes configurações dos canais do evaporador, mesma largura de passagem (1,02 mm).....	78
Figura 33 - Distribuição da temperatura no evaporador para diferentes configurações: a) canais paralelos; b) padrão (serpentina) e c) aninhada	79
Figura 34 – Valores de COP para diferentes temperaturas da fonte de calor.....	80
Figura 35 – Variação observada em Q_{evap} e na potência de compressão em função da temperatura da fonte de calor	81
Figura 36 – Pressões de saturação em função da temperatura da fonte de calor.....	81
Figura 37 – Valores de COP em função da resistência de contato entre o evaporador e a fonte de calor	82
Figura 38 – Valores de COP (acima) e $\eta_{int,ver}$ (abaixo) para diferentes configurações do condensador (largura de passagem do evaporador de 1,02 mm).....	84
Figura 39 - Temperaturas de evaporação (acima) e condensação (abaixo) para diferentes configurações do condensador (largura de passagem do evaporador de 1,02 mm)	85
Figura 40 – Diagrama p-h para diferentes diâmetros de passagem do condensador.....	86
Figura 41 – Valores de COP em função da temperatura do ambiente externo	87
Figura 42 – Potência de compressão em função da temperatura externa.....	87
Figura 43 – Valores de COP em função da rotação do ventilador	88
Figura 44 - Valores de Q_{cond} em função da rotação do ventilador.....	89

Figura 45 – Taxa de transferência de calor através do isolamento em função da espessura....	90
Figura 46 – COP do sistema em função da espessura do isolamento.....	90
Figura 47 - Efeito do comprimento do tubo capilar na taxa de transferência de calor do evaporador	96
Figura 48 – Efeito do diâmetro do orifício de expansão na taxa de transferência de calor do evaporador	96
Figura 49 – Diagrama pressão–entalpia para diferentes diâmetros do orifício de expansão ...	97
Figura 50 – Efeito do diâmetro do orifício de expansão em $\eta_{int,ver}$	97
Figura 51 – Trabalho volumétrico em função da temperatura de evaporação, com temperatura de condensação fixa em 40°C.....	98
Figura 52 – Efeito da efetividade do trocador de calor interno no COP do sistema	99
Figura 53 – Diagrama pressão-entalpia para diferentes efetividades do trocador de calor interno	99
Figura 54 – Trabalho volumétrico (linhas de contorno) em função das temperaturas de evaporação e de condensação, refrigerante R134a.....	100
Figura 55 – Eficiência volumétrica em função da razão entre avanço e diâmetro	103
Figura 56 – Eficiência volumétrica em função da pressão de sucção e da razão de pressões	104
Figura 57 – Eficiências volumétrica e global em função do volume da câmara de compressão	106
Figura 58 – Ajuste proposto para as eficiências de compressão em função do volume da câmara.....	107
Figura 59 – Valores da fração de volume morto calculados a partir dos dados reais, em função do volume da câmara de compressão	108
Figura 60 – Eficiências volumétrica e global em função da velocidade de rotação.....	108
Figura 61 – Ajuste proposto para as eficiências volumétrica e global em função da velocidade de rotação.....	109
Figura 62 – Capacidade de refrigeração em função da rotação do compressor para diferentes volumes de câmara de compressão.....	110
Figura 63 – Valores de COP para diferentes volumes de câmara de compressão no ponto de capacidade de refrigeração máxima	111
Figura 64 - Valores de $\eta_{int,rev}$ para diferentes volumes de câmara de compressão no ponto de capacidade de refrigeração máxima	112
Figura 65 – Comparação do desempenho de sistemas de refrigeração no presente trabalho.	114

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Características de alguns dos trabalhos centrados na refrigeração por compressão mecânica de vapor	26
Tabela 2 – Resumo de trabalhos relacionados a sistemas micro e mesoscópicos de refrigeração por compressão mecânica de vapor.....	28
Tabela 3 – Valores de C para cada situação de escoamento bifásico.....	61
Tabela 4 – Resistência de contato para diferentes interfaces	67
Tabela 5 – Dados do desempenho de célula termoelétrica em refrigeração de sistema eletrônico	113
Tabela 6 – Parâmetros de operação dos compressores à velocidade de rotação de 60 Hz.....	127
Tabela 7 – Parâmetros de operação dos compressores à velocidade variável.....	127

NOMENCLATURA

Símbolos romanos

Símbolo	Descrição	Unidade
A	Área	$[m^2]$
C	Fração de volume morto	-
c_p	Calor específico à pressão constante	$[J\ kg^{-1}K^{-1}]$
COP	Coeficiente de performance	-
D	Diâmetro	$[m]$
D_h	Diâmetro hidráulico	$[m]$
e	Energia interna específica	$[J\ kg^{-1}]$
f	Fator de atrito de Darcy	-
g	Aceleração da gravidade	$[m\ s^{-2}]$
G	Fluxo mássico	$[kg\ s^{-1}m^{-2}]$
h	Coeficiente de transferência de calor	$[J\ kg^{-1}\ K^{-1}]$
i	Entalpia	$[J\ kg^{-1}]$
j_v	Velocidade superficial de vapor	$[m\ s^{-1}]$
I	Corrente elétrica	$[A]$
k	Constante isentrópica	-
L	Comprimento do trecho	$[m]$
\dot{m}	Vazão mássica	$[kg\ s^{-1}]$
M	Massa	$[kg]$
N	Rotação	$[s^{-1}]$
p	Pressão	$[Pa]$
q''	Fluxo de calor	$[W\ m^{-2}]$
\dot{Q}	Taxa de troca de calor	$[W]$
R	Constante dos gases ideais	$[J\ mol^{-1}K^{-1}]$
R_t	Resistência térmica	$[m^{-2}J^{-1}K]$
s	Entropia específica	$[J\ K^{-1}kg^{-1}]$
\dot{S}_{gen}	Taxa de geração de entropia	$[J\ K^{-1}s^{-1}]$
T	Temperatura	$[K]$
u	Velocidade	$[m\ s^{-1}]$

UA	Condutância térmica	$[W\ K^{-1}]$
v	Volume específico	$[m^3\ kg^{-1}]$
\dot{V}	Vazão volumétrica	$[m^3\ s^{-1}]$
w	Espessura	$[m]$
\dot{W}	Potência	$[W]$
x	Título	-
Z	Figura de mérito	$[K^{-1}]$

Símbolos gregos

α	Fração de vazio	
β	Título volumétrico	-
Δp	Variação de pressão	$[Pa]$
ε	Efetividade	-
η	Eficiência	-
μ	Viscosidade cinemática	$[Pa\ s]$
π	Coefficiente Peltier	
ρ	Densidade	$[kg\ m^{-3}]$
σ	Tensão superficial	$[Pa]$
τ_w	Tensão de cisalhamento junto à parede	$[Pa]$

Índices

<i>amb</i>	Ambiente externo
<i>anular</i>	Regime anular
<i>bif</i>	Bifásico
<i>C</i>	Carnot
<i>c</i>	Convectivo
<i>comp</i>	Compressor
<i>cond</i>	Condensador, condensação
<i>cont</i>	Contato
<i>E</i>	Elemento a leste
<i>eb</i>	Ebulição nucleada
<i>estrat</i>	Regime estratificado

<i>evap</i>	Evaporador, evaporação
<i>exp</i>	Dispositivo de expansão
<i>ext</i>	Externo
<i>F</i>	Reservatório frio
<i>fonte</i>	Fonte de calor
<i>H</i>	Homogêneo
<i>int</i>	Interno
<i>int, rev</i>	Internamente reversível
<i>l</i>	Líquido saturado
<i>LO</i>	Escoamento com líquido apenas
<i>lv</i>	Latente de vaporização
<i>N</i>	Elemento ao norte
<i>P</i>	Elemento no ponto considerado
<i>Q</i>	Reservatório quente
<i>S</i>	Elemento ao sul
<i>s</i>	Isentrópico
<i>sat</i>	Saturação
<i>sub</i>	Sub-resfriamento
<i>sup</i>	Superaquecimento
<i>TC – LS</i>	Trocador de calor tubo capilar – linha de sucção
<i>v</i>	Vapor saturado
<i>VO</i>	Escoamento com vapor apenas
<i>vol</i>	Volumétrico
<i>W</i>	Elemento a oeste

Grupamentos adimensionais

Número de Bond	$Bd = \frac{(\rho_l - \rho_v)gD_H^2}{\sigma}$
Número de Froude	$Fr = \frac{G^2}{gD\rho^2}$
Número de Nusselt	$Nu_L = \frac{hL}{k}$
Número de Unidades de Transferência	$NTU = \frac{UA}{C_{min}}$

Número de Prandtl

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k}$$

Número de Reynolds

$$Re_D = \frac{GD}{\mu}$$

Número de Suratman

$$Su = \frac{\rho \sigma D_h}{\mu^2}$$

Número de Weber

$$We = \frac{G^2 D}{\rho \sigma}$$

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	18
1.1	Contexto.....	18
1.2	Literatura.....	21
1.2.1	A mesoescala	22
1.2.2	Sistemas de refrigeração convencionais	24
1.2.3	Sistemas mesoscópicos de refrigeração.....	27
1.2.4	Análises termodinâmicas de sistemas MVCR.....	29
1.3	Objetivos.....	31
1.4	Metodologia	31
1.5	Estrutura do documento	32
2	SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR	33
2.1	O ciclo por compressão mecânica de vapor.....	33
2.1.1	Trocadores de calor	37
2.1.2	Compressor.....	37
2.1.3	Dispositivo de expansão	40
2.1.4	Equações de fechamento	42
2.1.5	Coeficiente de performance.....	43
2.2	Análise termodinâmica dos efeitos de escala.....	44
2.3	Síntese do capítulo	47
3	MODELAGEM TERMODINÂMICA DOS TROCADORES DE CALOR	48
3.1	Generalidades.....	48
3.2	Modelagem e metodologia de solução.....	49
3.2.1	Escoamento de refrigerante (unidimensional).....	50
3.2.2	Condução na placa (bidimensional)	55
3.2.3	Condução no isolamento	58
3.3	Cômputo da perda de pressão bifásica.....	58
3.3.1	Perda de pressão durante a evaporação	58
3.3.2	Perda de pressão durante a condensação	60
3.4	Coeficiente de transferência de calor.....	62
3.4.1	Coeficiente de transferência de calor durante a evaporação.....	62
3.4.2	Coeficiente de transferência de calor durante a condensação	65
3.5	Condições de contorno.....	66
3.5.1	Condições de contorno para o evaporador	66
3.5.2	Condições de contorno para o condensador	68

3.6	Síntese do capítulo	70
4	PROJETO TERMODINÂMICO DOS TROCADORES DE CALOR	71
4.1	Algoritmo de simulação do sistema.....	72
4.2	Evaporador.....	74
4.2.1	Influência da largura de passagem e da circuitagem	74
4.2.2	Influência da temperatura de operação da fonte de calor	79
4.2.3	Influência da resistência de contato.....	82
4.3	Condensador	82
4.3.1	Influência da largura de passagem e da circuitagem	82
4.3.2	Influência da temperatura externa	86
4.3.3	Influência da rotação do ventilador	88
4.4	Efeito do isolamento térmico	89
4.5	Síntese do Capítulo	91
5	CONSIDERAÇÕES SOBRE EXPANSOR E COMPRESSOR	92
5.1	Modelos para o dispositivo de expansão	92
5.1.1	Orifício de expansão.....	92
5.1.2	Tubo capilar.....	93
5.2	Efeito da expansão em ciclo com compressão ideal.....	94
5.2.1	Efeito da restrição dos dispositivos	94
5.2.2	Efeito do trocador de calor interno	97
5.3	Modelos para o compressor	101
5.3.1	Estudos analíticos para as eficiências de compressão	101
5.3.2	Estudos experimentais para as eficiências de compressão	103
5.4	Efeito de compressão não ideal.....	106
5.4.1	Modelo proposto.....	106
5.4.2	Resultados com o modelo proposto de compressão	110
5.5	Avaliação do sistema proposto	112
5.6	Síntese do capítulo	114
6	CONCLUSÕES	115
6.1	Sobre os objetivos do trabalho.....	115
6.2	Sobre os resultados	115
6.3	Sugestões para trabalhos futuros.....	116
	REFERÊNCIAS	118
	APÊNDICE – PARÂMETROS DE OPERAÇÃO DOS COMPRESSORES	127

1 INTRODUÇÃO

1.1 CONTEXTO

A arte de resfriar um fluido ou corpo para uma temperatura abaixo da disponível, em determinado local e instante, tem sido desenvolvida há séculos pela humanidade. Nos tempos mais antigos, essa arte, conhecida como refrigeração, era realizada em regiões como a Índia e países do Oriente Médio, cujos habitantes produziam gelo expondo água ao ambiente durante noites frias (GOSNEY, 1982).

Hoje, a refrigeração é observada em diversas aplicações, como conservação de alimentos ou processos industriais, além do conforto térmico. Adicionalmente, verifica-se a amplitude da escala abrangida pela refrigeração - desde alguns centímetros (*coolers* portáteis, componentes eletrônicos, jaquetas térmicas), até muitos metros (câmaras frigoríficas, liquefação de gases, climatização de ambientes).

Para problemas macroscópicos, o ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor (ou MVCR, acrônimo da expressão equivalente em inglês) tem sido empregado com frequência, já que apresenta desempenho satisfatório nesta escala. Conforme os sistemas diminuem de tamanho, variações no desempenho do sistema e dificuldades na fabricação ganham maior importância. Com o desenvolvimento de sistemas eletrônicos mais complexos, de computadores para processamento de dados a sistemas de telecomunicação, tornaram-se necessários sistemas de refrigeração dedicados, que funcionassem em faixas diferenciadas de temperaturas, apresentando compacidade desejada com desempenho satisfatório. Com isso, o foco do mercado tem se voltado para métodos alternativos de refrigeração, como a termoeletrica – compacta por natureza, porém pouco eficiente (BANSAL e MARTIN, 2000; TASSOU *et al.*, 2010; HERMES e BARBOSA, 2012).

No entanto, com o desenvolvimento tecnológico ao longo dos anos, além do surgimento de sistemas mais eficientes, a atenção retornou à viabilização do uso de sistemas MVCR em escalas menores, onde há maior potencial para melhorias, quando comparado com a refrigeração termoeletrica, por exemplo (PHELAN *et al.*, 2003).

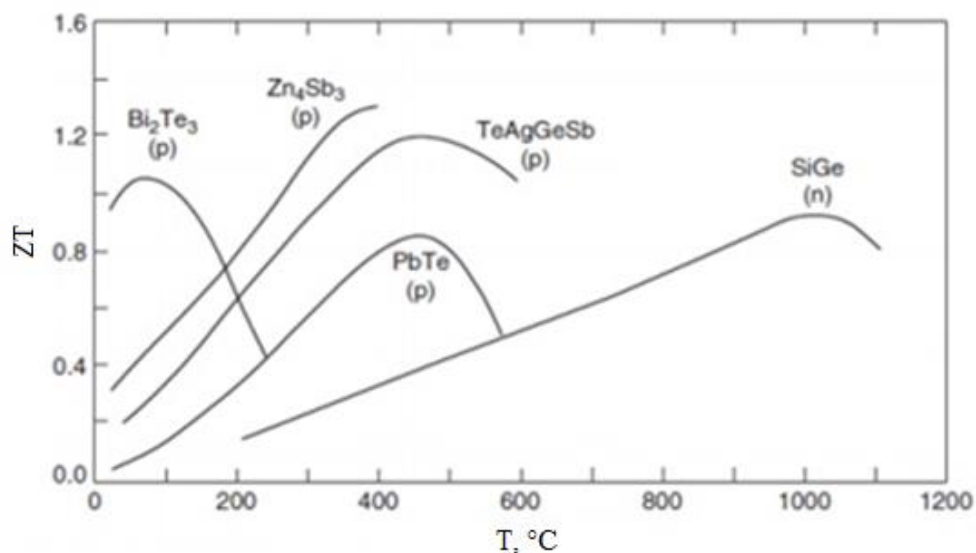
O desempenho de um sistema termoeletrico é limitado por uma propriedade denominada *figura de mérito termoeletrica*, a qual depende dos materiais empregados na sua construção. Com o desenvolvimento de novos materiais para esta aplicação, certo progresso tem sido observado nos valores da figura de mérito. No entanto, este progresso encontrava-se estagnado ou pouco perceptível, até recentemente, com a descoberta de materiais termoeletricos

ligeiramente mais promissores (ZHANG e ZHAO, 2015). Porém, as eficiências ainda se encontram muito baixas, distantes da ideal, mesmo para estes novos materiais (SOOTSMAN *et al.*, 2009).

Por exemplo, alguns valores para a figura de mérito adimensionalizada, ZT , de materiais amplamente utilizados em pares termoeétricos são representados na Figura 1. Um material comumente empregado, o telureto de bismuto, por exemplo, apresenta um valor máximo para a figura de mérito adimensional em torno de 1. Como consequência, os valores para o COP neste tipo de sistema são bastante baixos (GOLDSMID, 2010)

Para obtenção de valores compatíveis com os de sistemas MVCR, é necessário o desenvolvimento de materiais cujas figuras de mérito atinjam valores significativamente mais elevados dos que os observados atualmente.

Figura 1 - Figura de mérito termoeétrica adimensionalizada para diferentes materiais em função da temperatura



Fonte: ROWE (1995)

Uma alternativa mais eficiente reside nos próprios sistemas MVCR. Porém, sua construção em escalas reduzidas é limitada pelas tecnologias disponíveis para fabricação. Além disso, conforme a escala do sistema diminui, fenômenos dissipativos, como as perdas de pressão, têm sua importância aumentada drasticamente (CHOW *et al.*, 1999).

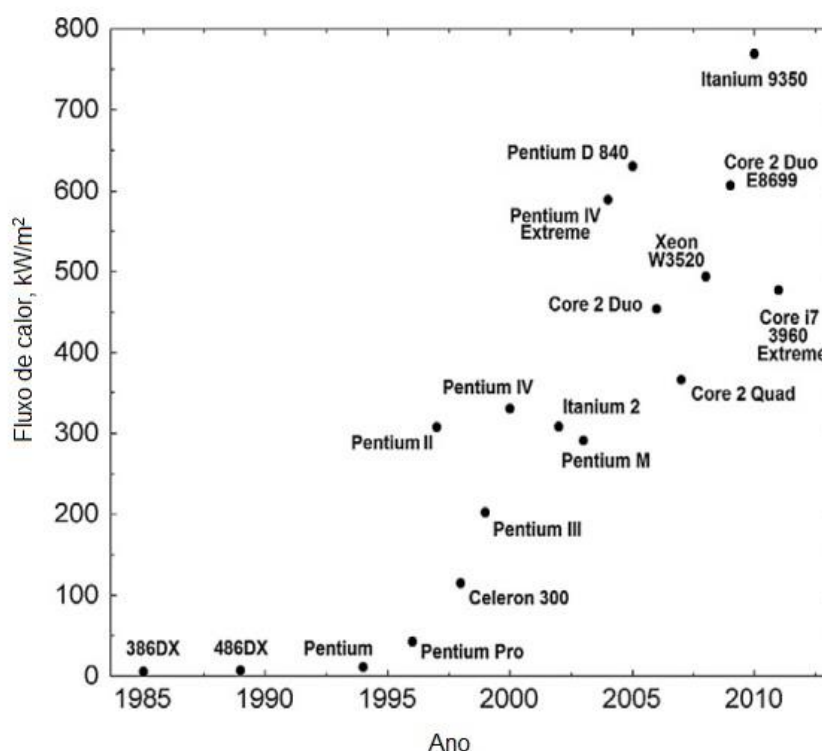
Teoricamente, a mesoescala se mostra como a melhor opção para construção de componentes menores, já que equilibra os ganhos com a taxa de troca de calor e as perdas de pressão, ambos devido à redução do tamanho característico. Na microescala, menor que a

mesoescala, o aumento na taxa de transferência de calor vem acompanhado de enormes perdas de pressão (WARREN *et al.*, 1999).

Em aplicações que envolvem o resfriamento de componentes eletrônicos, como chips ou placas eletrônicas, têm-se superfícies enclausuradas que podem atingir temperaturas bastante elevadas, devido especialmente ao efeito Joule. A potência consumida por um único processador, por exemplo, pode atingir facilmente 150 W (ITRS, 2005). Desta forma, o calor deve ser transferido para um aparato que consiga dissipá-lo, mantendo a temperatura em valores aceitáveis para seu funcionamento.

Com o aumento da quantidade de calor a ser dissipada (Figura 2) e da dificuldade do transporte da energia térmica para o ambiente externo, geometrias mais complexas de dissipadores de calor por convecção forçada de ar têm sido necessárias, levando a limites inaceitáveis de custo, tamanho e complexidade (MACKEY *et al.*, 2007).

Figura 2 – Evolução da dissipação de calor de processadores da Intel



Fonte: NASCIMENTO *et al.* (2013)

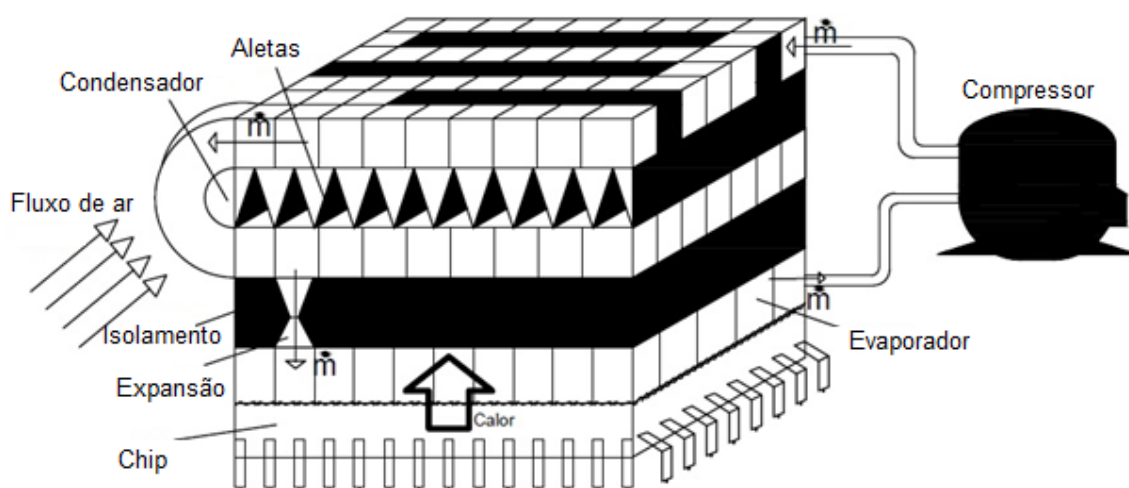
O resfriamento por água ganhou atenção durante um período de tempo, já que exigiria menores tamanhos de dissipadores de calor. Porém, como a taxa de transferência de calor em escoamentos com mudança de fase costuma ser muito maior, esta última tem sido a alternativa mais explorada atualmente. Como consequência, para uma mesma capacidade de refrigeração,

a vazão de fluido seria menor, o que permitiria a redução de escala do sistema de bombeamento por compressão.

Outros pontos negativos relacionados ao emprego da água como fluido de resfriamento, como a maior incompatibilidade com os componentes eletrônicos, fizeram seu emprego neste tipo de aplicação diminuir com o tempo. O uso recaiu então sobre os sistemas MVCR. Neste caso, o evaporador é montado sobre a superfície de um chip processador, principal gerador de calor em um computador de alto desempenho. Pensando na compacidade, o sistema estudado no presente trabalho foi concebido como mostra a Figura 3. Evidentemente, tal representação é preliminar e serve apenas como base para as análises, já que a idéia consiste em explorar também diferentes circuitos de trocadores de calor, por exemplo.

Verifica-se que o compressor succiona o refrigerante do evaporador, fazendo-o evaporar à baixa pressão e temperatura. O refrigerante é então descarregado no condensador, onde é condensado através da troca de calor com uma corrente de ar externa. Por fim, o refrigerante tem sua pressão reduzida no expansor, retornando ao evaporador.

Figura 3 – Representação esquemática de um sistema MVCR prospectivo para uso na mesoescala



1.2 LITERATURA

Com o advento das tecnologias de fabricação e de materiais, alguns estudos têm direcionado seu foco para os sistemas MVCR na mesoescala, devido às maiores capacidades de refrigeração em relação às demais tecnologias disponíveis (NNANNA, 2006). Entre tais aplicações, destacam-se o conforto térmico individual, além da refrigeração de pequenos

compartimentos. Antes de abordá-los, porém, é interessante introduzir o conceito de mesoescala e os critérios que estabelecem os seus limites.

1.2.1 A mesoescala

O prefixo grego *meso-* indica que a mesoescala corresponde a uma escala intermediária a outras duas. Warren *et al.* (1999), por exemplo, a estabelecem entre a escala microscópica e a escala convencional, macroscópica, na qual encontram-se as aplicações domésticas.

Contudo, os limites exatos que definem a mesoescala são controversos, pois diferentes autores os estabelecem de maneiras diferentes. O trabalho de Mehendale *et al.* (2000) define limites para trocadores de calor a partir do diâmetro hidráulico dos canais de passagem: de 1 a 100 μm tem-se a microescala, tal que a mesoescala compreende diâmetros de 100 μm a 1 mm.

Para Shah and Sekulic (2003), a densidade de área de um trocador de calor (A/V) é o critério adotado para a transição entre as escalas. Desta forma, trocadores de calor mesoscópicos possuem valores variando de 3000 m^2/m^3 até 15000 m^2/m^3 .

Phelan *et al.* (2004), por sua vez, utilizam o termo refrigeração de mesoescala para englobar aparatos que possuam todas as suas dimensões inferiores a 50 mm.

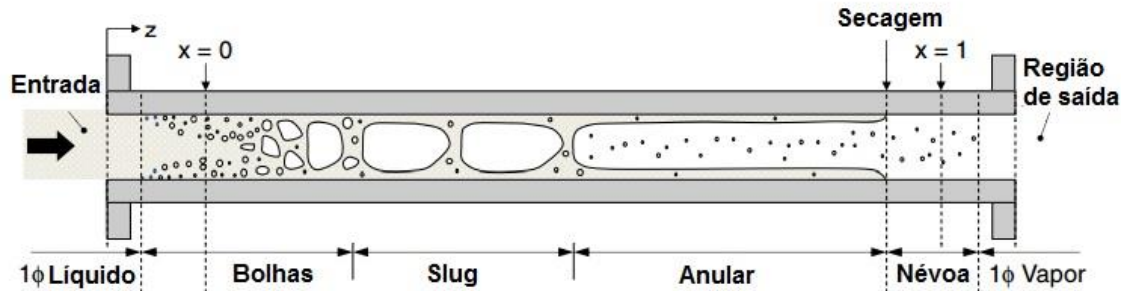
Outros autores costumam substituir ou omitir o termo mesoescala, como Kandlikar *et al.* (2002), que utilizam outros limites para a microescala, seguindo dela para a miniescala e então para a "escala convencional".

Embora forneçam limites válidos para classificação das escalas mencionadas, os critérios acima não são baseados em fenômenos físicos que surgem ou deixam de ser importantes à medida que as dimensões do sistema diminuem. Sabe-se, por exemplo, que em um escoamento convencional, macroscópico, um fluido com mudança de fase apresenta diversos padrões de escoamento, como o anular, estratificado ou pistonado. Porém, conforme o diâmetro diminui, observa-se que há uma redução ou até mesmo o desaparecimento da região onde o regime é estratificado, como mostra a Figura 4. Em trabalhos como de Damianides e Westwater (1988) e de Fukano e Kariyasaki (1993), confirmou-se que escoamentos envolvendo diâmetros menores que cerca de 1 mm já não apresentam o regime estratificado.

Além disso, em pequena escala, padrões semelhantes foram notados em diferentes orientações (vertical, horizontal) de escoamento, o que leva à conclusão de que existe uma maior importância dos efeitos de tensão superficial, em detrimento dos efeitos gravitacionais (BARNEA *et al.*, 1983). Serizawa *et al.* (2002) reafirmam essa constatação, citando que, para

menores escalas, efeitos devidos à tensão superficial, viscosidade e forças inerciais ganham importância. Nos demais casos, dominam os efeitos devido à gravidade.

Figura 4 – Representação dos regimes de escoamento em um canal durante evaporação em pequena escala



Fonte: Adaptado de KIM e MUDAWAR (2014)

Naturalmente, autores passaram a descrever tal relação fazendo uso de critérios físicos, como os números de Froude, Eotvos e de Bond. Sendo assim, o critério mais adotado para a mesoescala consiste na comparação do diâmetro de passagem com o número de Laplace, La , que possui unidade de comprimento:

$$La = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}} \quad (1)$$

Cornwell e Kew (1993), por exemplo, recomendaram o uso de $D_h = 2La$ como valor de transição para a microescala. Já Tibiriçá e Ribatski (2015) basearam-se na transição em escoamentos específicos, pistonado e anular, chegando a valores de transição de $D_h = La\sqrt{8 \cos(\theta)}$ e $D_h = La\sqrt{1/20}$, respectivamente, onde θ corresponde ao ângulo de contato entre as fases líquida e vapor.

Com base em experimentos conduzidos em laboratório, Chen *et al.* (2006) realizaram observações para quatro diferentes diâmetros de passagem, em um escoamento bifásico vertical de R134a, à pressão de 10 bar. Os maiores diâmetros, de 4,26 mm e de 2,88 mm apresentaram comportamentos muito semelhantes ao de escoamentos macroscópicos convencionais. Já para um valor de 2,01 mm, notou-se uma mudança no padrão, valor semelhante ao obtido através dos critérios de Tibiriçá e Ribatski (2015) e de Cornwell e Kew (1993). Este valor, portanto, corresponderia ao limite superior da mesoescala. Para dimensões menores (1,1 mm), Chen *et al.* (2006) perceberam maiores mudanças nos padrões do escoamento, com o desaparecimento do regime em névoa e o surgimento de bolhas em confinamento.

Tomando esta mudança como ponto de transição para a microescala (ou limite inferior da mesoescala), o critério de previsão empregado por Triplett *et al.* (1999), Serizawa *et al.* (2002) e Ong e Thome (2011) se aproxima das observações de Chen *et al.* (2006). Nestes trabalhos, o valor do diâmetro de transição corresponde a $D_h = La$. Para o R134a, por exemplo, o diâmetro de transição resulta em cerca de 0,9 mm para uma temperatura de saturação de 25°C. Tal critério para o limite inferior da mesoescala foi empregado neste trabalho.

Em resumo, o domínio de trabalho no presente estudo é definido tal que os fenômenos microscópicos descritos em Kandlikar *et al.* (2006), como a nucleação de bolhas e a rarefação de gases, por exemplo, possuam pouca ou nenhuma influência no escoamento.

1.2.2 Sistemas de refrigeração convencionais

A simulação de sistemas convencionais de refrigeração através de modelos matemáticos tem sido amplamente utilizada, já que consiste em uma forma menos onerosa para o desenvolvimento de produtos, se comparada à construção de protótipos e à realização de ensaios experimentais. A Tabela 1 sumariza alguns dos trabalhos estudados nesta revisão bibliográfica, com um resumo de cada modelo empregado para cada um dos componentes do MVCR.

Um dos primeiros a desenvolver um modelo computacional para MVCR foi Stoecker (1971), que propôs um código genérico para simular um sistema de refrigeração em regime permanente. Seu algoritmo exigia como dados de entrada as curvas características de cada componente, limitando as condições de contorno do sistema.

Davis e Scott (1976) combinaram balanços de energia com parâmetros empíricos da literatura e modelaram um sistema de refrigeração em regime permanente. Seu método de resolução consiste em estipular um valor para as pressões de condensação e de evaporação até que as vazões mássicas do condensador e do compressor converjam para um mesmo valor. No entanto, o modelo utilizado para os trocadores de calor era bastante simples e o método de resolução pouco robusto.

Melo *et al.* (1988) apresentaram uma das primeiras análises transientes de um sistema de refrigeração doméstico. Fazendo uso de algumas simplificações para os trocadores de calor, os autores validaram o modelo contra dados experimentais, gerando resultados satisfatórios em menos de um terço do tempo experimental necessário.

Anos depois, os trabalhos de Abramson *et al.* (1990) e Reeves *et al.* (1992), financiados pelo departamento de energia dos Estados Unidos (DOE - US), mostraram o aumento do interesse em sistemas mais eficientes. Enquanto o primeiro incluiu um modelo para o trocador

de calor entre a linha de sucção e o tubo capilar, empregado como dispositivo de expansão, o segundo teve seu foco voltado no desempenho do algoritmo de solução, propondo o uso do método ϵ -NTU e curvas ajustadas para o compressor.

No trabalho de Klein *et al.* (1999), cada componente existente em um refrigerador doméstico possuía seu respectivo sub-modelo. Os trocadores de calor foram ajustados fazendo uso de experimentos fatoriais fracionados e curvas a partir de dados calorimétricos foram utilizadas para o modelo do compressor.

Através de uma abordagem transiente baseada em conceitos fundamentais, Hermes e Melo (2008) propuseram um método para simulação de um refrigerador *frost-free*. O algoritmo apresentado foi capaz de reproduzir 12 horas de testes experimentais em 30 minutos, com erros abaixo de 10% para o consumo de energia.

Gonçalves *et al.* (2009) desenvolveram um modelo semi-empírico para simulação de sistemas de refrigeração doméstica em regime permanente. Entre os pontos importantes de seu trabalho está o método apelidado de “sup-sub”, em que o superaquecimento e o sub-resfriamento são impostos, estabilizando a resolução numérica do sistema de equações. Este método será utilizado no presente trabalho.

O trabalho de Hermes *et al.* (2009) utiliza-se do método de Gonçalves *et al.* (2009) e o refina, aplicando-o em um sistema de refrigeração doméstica para determinação do consumo de energia. Uma geometria para o condensador foi então proposta para reduzir o consumo. Seus resultados foram validados com erros para o consumo de energia abaixo de 5%.

Negrão e Hermes (2011) mostraram outra aplicação do modelo de Gonçalves *et al.* (2009), visando a otimização termoeconômica de um freezer vertical. Suas previsões foram validadas experimentalmente, com erros abaixo de 10%. Segundo os autores, custos podem ser reduzidos em até 14% através de algumas mudanças em componentes do sistema, sem alterar o consumo de energia.

Fazendo uso de modelos híbridos para os trocadores de calor, o recente trabalho de Ruz *et al.* (2017) apresentou um método para simulação de um sistema por compressão de vapor, com foco na eficiência energética. No modelo híbrido mencionado, cada componente do sistema é descrito através de uma única equação, com base em variáveis de entrada pré-determinadas. Coeficientes são então ajustados a partir de dados experimentais para um ajuste fino das previsões do modelo. Os resultados apresentados pelos autores reproduziu os dados experimentais com erros da ordem de 10%.

Tabela 1 – Características de alguns dos trabalhos centrados na refrigeração por compressão mecânica de vapor

Autor	País de origem	Regime do trabalho	Aplicação	Refrigerante	Compressor	Trocadores de calor	Expansão	Validação
Davis e Scott (1976)	EUA	Permanente	Não especificado	HCFC-22/ CFC-12	Empírico	Empírico	Não descrito	Parcial
Reeves <i>et al.</i> (1992)	EUA	Permanente	Refrigerador de 2 portas	CFC-12	Empírico	ε -Ntu (zonas)	Capilar diabático	Sim
Jakobsen (1995)	Dinamarca	Transiente	Refrigerador de uma porta	HC-600a	Isentrópico	Nodal	Capilar adiabático	Sim
Vargas e Parise (1995)	Brasil	Transiente	Bomba de calor	CFC-12	Politrópico	Global	Orifício	Não
Radermacher <i>et al.</i> (2005)	EUA	Transiente	Refrigerador de 2 portas	HFC-134a	Isentrópico	Nodal	Capilar diabático	Sim
Lei e Zaheeruddin (2005)	China/ Canadá	Transiente	Chiller a água	HCFC-22	Politrópico	Fronteiras móveis	Orifício	Não
Hermes e Melo (2008)	Brasil	Transiente	Refrigerador de 2 portas	HFC-134a	Semi-Empírico	Distribuído	Capilar diabático	Sim
Gonçalves <i>et al.</i> (2009)	Brasil	Permanente	Freezer vertical	HFC-134a	Semi-Empírico	ε -Ntu (zonas)	Capilar diabático	Sim
Hermes <i>et al.</i> (2009)	Brasil	Permanente	Refrigerador de uma porta	HFC-134a	Semi-Empírico	ε -Ntu (zonas)	Capilar diabático	Sim
Negrão e Hermes (2011)	Brasil	Permanente	Freezer vertical	HFC-134a	Semi-Empírico	ε -Ntu (zonas)	Capilar diabático	Sim
Ruz <i>et al.</i> (2017)	Espanha	Permanente	Bancada	HFC-134a	Empírico	Híbrido	Capilar diabático	Sim

1.2.3 Sistemas mesoscópicos de refrigeração

Em geral, os trabalhos relacionados ao desenvolvimento de um modelo matemático para sistemas mesoscópicos de refrigeração se assemelham àqueles na escala macroscópica, com pequenas diferenças em alguns sub-modelos e em correlações empíricas. A Tabela 2 resume alguns dos principais trabalhos nesta linha. Nela estão contidas informações sobre o sistema modelado, bem como o foco de cada trabalho.

Chow *et al.* (1999) projetaram um sistema MVCR para uso mesoscópico. Após decomposição funcional do sistema, os componentes foram selecionados. Um compressor centrífugo foi escolhido sob perspectivas de fabricação e manutenção. Os autores não sugerem melhorias ou limites operacionais para o sistema.

Heydari (2002) desenvolveu um modelo numérico para aplicação em computadores de alto desempenho. Em seu trabalho, cada componente é analisado separadamente. Um compressor de deslocamento positivo teórico foi modelado como isentrópico, sem perdas de pressão. Porém, não foram especificados os limites geométricos de aplicação do modelo. Também não foi apresentada validação.

Phelan *et al.* (2004) verificaram o impacto de diversos fluidos refrigerantes no COP de um sistema MVCR. Nesse trabalho, a redução do tamanho do sistema foi diretamente associada à redução do tamanho do compressor e, com isso, à redução da eficiência. Como conclusão, a amônia fornece o melhor desempenho. Os autores ainda fazem análises qualitativas sobre os tipos de compressor e a viabilidade para produção na mesoescala, concluindo que o compressor tipo *scroll* seria o mais promissor.

Coggins *et al.* (2006) projetaram um sistema MVCR em cascata para refrigeração de componentes eletrônicos. Os autores apontam a necessidade de compressores mais eficientes e compactos para atingir os objetivos principais. Testes com compressores rotativos foram propostos para trabalhos futuros.

Chiriac e Chiriac (2007) propuseram um sistema MVCR para aplicação em microeletrônicos. Seus componentes foram selecionados com algumas recomendações de Phelan *et al.* (2004). O sistema projetado atingia COP até 4,5, embora não tenha sido apresentada validação.

Weixing *et al.* (2015) e Tayde *et al.* (2013) recentemente construíram protótipos de refrigeradores mesoscópicos, reforçando a idéia de que a tecnologia atual permite a construção de componentes compactos para sistema de refrigeração.

Tabela 2 – Resumo de trabalhos relacionados a sistemas micro e mesoscópicos de refrigeração por compressão mecânica de vapor

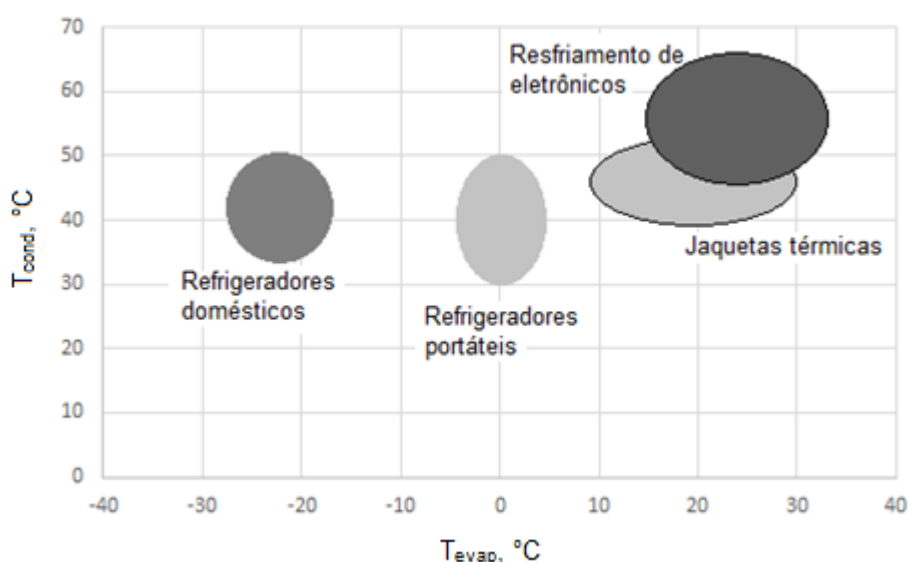
Autor	Natureza do trabalho	Aplicação	Capacidade de refrigeração [W]	COP	T_{evap} [°C]	T_{cond} [°C]	Compressor	Condensador	Expansão	Evaporador
Chow <i>et al.</i> (1999)	Protótipo	Jaqueta térmica e Microeletrônicos	32	3,34	12	60	Linear	Microcanal	Orifício	Microcanal
Shannon <i>et al.</i> (1999)	Modelagem e protótipo	Jaqueta térmica	3	4 - 6	20	50	Diafragma	Microcanal	Orifício	Microcanal
Heydari (2002)	Modelagem	Computador de alta performance	170	3	20	60	Linear	Compacto	Tubo capilar	Placa
Phelan <i>et al.</i> (2004)	Modelagem	Microeletrônicos de alto consumo	100 - 300	s/ info	5	55	Scroll	Microcanal	s/ info	s/ info
Coggins <i>et al.</i> (2006)	Protótipo (2 estágios)	Computador de alta performance	100	s/ info	-70	57,4	Alternativo	s/ info	Tubo capilar	Microcanal
Mongia <i>et al.</i> (2006)	Protótipo	Notebook	50	2.25	50	90	Alternativo	Microcanal	Válvula agulha/ Tubo capilar	Microcanal
Nnanna (2006)	Protótipo	Computador de alta performance	152 - 606	1,2	4	68	Espiral	Compacto	Válvula termostática de expansão	Placa c/ canais de cobre
Chiriac e Chiriac (2007)	Modelagem	Microeletrônicos de alto consumo	100	4,24	10	55	Espiral	Microcanal	Tubo capilar	Microcanal
Wu e Du (2010)	Modelagem e protótipo	Microeletrônicos	200	5,7-7	20	45	Rotativo	Microcanal	Tubo capilar	Placa
Tayde <i>et al.</i> (2013)	Modelagem e protótipo	Microeletrônicos	300	1.6	16	50	Alternativo	Microcanal	Tubo capilar	Microcanal
Taijong <i>et al.</i> (2014)	Protótipo	s/ info	80	2.15	s/ info	s/ info	Palhetas	Compacto	Orifício	Microcanal
Weixing <i>et al.</i> (2015)	Modelagem e protótipo	Refrigerador de uso pessoal	260	1,62	s/ info	s/ info	Rotativo	Microcanal	Válvula termostática de expansão	Microcanal

Barbosa Jr. *et al.* (2010) fizeram uma revisão do estado-da-arte, onde se constata que grande parte dos trabalhos publicados de sistemas MVCR mesoscópicos consistem em construção de protótipos, reforçando o fato que a fabricação não é mais um grande empecilho.

A Figura 5 relaciona as temperaturas típicas de operação do condensador e do evaporador em diferentes aplicações. Nota-se que, em geral, têm-se temperaturas de condensação semelhantes, com valores mais elevados na aplicação em eletrônicos. Tal fato é esperado, já que nestes casos o aparelho a ser arrefecido gera grandes quantidades de calor e as temperaturas de evaporação são maiores. Nos casos de refrigeração doméstica, a temperatura de evaporação é menor, pois o congelador deve ser mantido a temperaturas mais baixas, da ordem de -18°C .

Já em jaquetas térmicas, como o protótipo desenvolvido no trabalho de Shannon *et al.* (1999), a temperatura de evaporação não pode ser tão baixa, já que está relacionada ao conforto térmico do indivíduo. Finalmente, coolers portáteis têm a finalidade de conservar o produto que carrega em seu interior, normalmente alimentos, medicamentos ou órgãos para transplante e, dependendo do caso, as temperaturas não podem ser tão baixas nem tão altas.

Figura 5 – Temperaturas de trabalho para diferentes aplicações



1.2.4 Análises termodinâmicas de sistemas MVCR

Embora haja diversas publicações sobre sistemas de compressão mecânica de vapor mesoscópicos, a grande maioria abrange o projeto e construção de um protótipo. Logo, a preocupação com limites termodinâmicos é poucas vezes notada.

Para avaliar o desempenho geral de sistemas de refrigeração de diferentes tipos, Bansal e Martin (2000) compararam três refrigeradores de escala ligeiramente abaixo da convencional, com diferentes princípios de funcionamento (compressão de vapor, absorção e termoelétrico). Embora tenham chegado à conclusão de que o sistema por compressão de vapor é o mais eficiente, porém com maior nível de ruído, os autores não estenderam as análises para dimensões mais reduzidas.

Sangkwon (2004) avaliou como a geração de entropia em cada componente de sistemas MVCR se comporta conforme as escalas de comprimento características diminuem. Como conclusão, aponta para a necessidade de compressores menores e mais eficientes, bem como de minimizar a transferência de calor indesejada para os compartimentos frios do refrigerador.

Além do projeto de um sistema MVCR com componentes microscópicos, o trabalho de Yildiz (2010) contemplou uma breve análise de segunda lei do sistema. Cada componente foi avaliado separadamente, com o cômputo das irreversibilidades sob diferentes configurações.

Adeyanju (2010) construiu uma bancada experimental com o intuito de comparar o desempenho de um sistema MVCR com um termoelétrico, com base no tempo consumido por cada um para resfriar uma dada massa de água. Porém, a redução do tamanho dos componentes não foi abordada pelo autor, que se ateve à escala macroscópica.

Hermes e Barbosa (2012) realizaram comparações entre diferentes tipos de refrigeradores e seus desempenhos termodinâmicos fazendo uso da segunda lei da termodinâmica. A eficiência de segunda lei de cada refrigerador foi separada em termos de irreversibilidades internas e externas, de forma a comparar estes sistemas sob a mesma base termodinâmica. Como conclusão, tem-se que os sistemas de compressão de vapor e Stirling possuem as maiores eficiências. Os autores reforçam ainda a necessidade de melhorias no sistema termoelétrico, que possui diversas fontes de irreversibilidades internas e externas.

Seguindo a proposta de Yildiz (2010), Turkakar e Ozyurt (2014) iniciaram estudos de geração de entropia em um evaporador de microescala. O modelo de geração de entropia utilizado foi o apresentado por Revellin e Bonjour (2011). Como conclusões, observaram que canais mais largos geram menos entropia e que, neste caso, as parcelas devidas às perdas de pressão e à transferência de calor contribuem de forma semelhante para a geração de entropia.

Muitos dos trabalhos envolvendo análises termodinâmicas em sistemas MVCR presentes na literatura têm seu foco em componentes específicos ou em pequenos trechos com mudança de fase. É o caso de estudos como de Collado (2001), Saechan e Wongwises (2008) e Revellin e Bonjour (2011).

A revisão da literatura mostra que, embora a grande maioria dos trabalhos envolva a construção de protótipos de sistemas de refrigeração por compressão de vapor, poucos se preocuparam com uma análise termodinâmica. Ainda, dentre os trabalhos existentes, mais raros ainda são os que envolvem sistemas mesoscópicos; o foco tem estado especialmente nas escalas micro e macroscópica. Ainda, percebe-se que as consequências da seleção de um componente em detrimento de outro são pouco ou mal exploradas. O presente trabalho visa desenvolver um modelo para sistemas MVCR na mesoescala a fim de descobrir se há um tamanho ótimo de sistema que maximiza seu desempenho

1.3 OBJETIVOS

O presente trabalho possui como objetivo principal a análise do desempenho térmico de um sistema de refrigeração por compressão mecânica em escala mesoscópica. Para atender tal objetivo, os seguintes objetivos específicos são definidos:

- Desenvolver um modelo generalizado para um sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor. Este modelo deve ser modular e sensível às escalas do problema;
- Interpretar as consequências do emprego de certo tipo de componente em detrimento de outro;
- Entender os limites termodinâmicos e dificuldades que existem no projeto de um sistema MVCR de dimensões reduzidas;

1.4 METODOLOGIA

Para atingir os objetivos descritos anteriormente, os seguintes passos serão seguidos:

1. Desenvolver as sub-rotinas para os trocadores de calor, de modo a tornar possível a inclusão de diferentes circuitagens;
2. Adaptar o código de simulação do sistema de refrigeração de forma a incorporar as variações da geometria dos trocadores de calor;
3. Realizar variações na escala e nas configurações dos componentes e verificar seu impacto no desempenho do sistema. Inicialmente serão considerados processos de compressão e expansão ideais;
4. Com base nos resultados obtidos, selecionar as condições mais adequadas para os trocadores de calor;
5. Sofisticar o algoritmo incluindo modelos para a expansão e compressão, estabelecendo critérios adicionais para o projeto do sistema.

O programa mencionado será desenvolvido fazendo uso de código próprio, escrito pelo autor, através da linguagem Scilab 5.5.2. As propriedades termodinâmicas utilizadas no algoritmo, bem como as pressões de saturação, entalpia e entropia específicas, foram obtidas a partir do software Coolprop 6.1.0 (BELL *et al.*, 2014). Ainda, valores necessários para fechamento das equações governantes, como resistências térmicas, fatores de atrito e coeficiente de transferência de calor foram obtidos da literatura disponível. Ao longo do presente trabalho, a seleção do modelo para cada uma dessas variáveis será evidenciada. Finalmente, como o foco do presente trabalho está no projeto e na otimização do sistema, e não na inicialização ou controle do mesmo, é importante ressaltar que a análise será feita na condição de regime permanente.

1.5 ESTRUTURA DO DOCUMENTO

Esta dissertação foi dividida em seis capítulos, organizados da seguinte forma:

- O primeiro capítulo consiste em uma introdução, apresentando informações gerais sobre o trabalho, tais como o contexto e a literatura;
- No segundo capítulo são apresentados fundamentos para a modelagem de um sistema MVCR convencional. Uma breve análise dos efeitos observados na transição do sistema para escalas menores também é realizada;
- O terceiro capítulo mostra o método desenvolvido para a simulação dos trocadores de calor. Também são apresentados os modelos utilizados para fechamento das equações de conservação de energia e de quantidade de movimento;
- Assumindo compressão e expansão ideais, o quarto capítulo apresenta o resultado das análises de um sistema MVCR empregando os modelos do capítulo três, incluindo a seleção dos parâmetros ótimos dos trocadores de calor;
- De forma incremental, o quinto capítulo primeiramente acrescenta modelos para a expansão, seguido de proposições para a simulação de um compressor real. Ao final, resultados das simulações e otimizações são discutidos e comparados com outros sistemas de refrigeração;
- No último capítulo, são feitas as considerações finais sobre o trabalho, bem como uma autocrítica e sugestões para trabalhos futuros.

2 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

Alguns conceitos básicos a serem considerados durante a modelagem de um sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor convencionais (macroscópicos) são apresentados neste capítulo. Também são realizadas breves explicações sobre o funcionamento de cada componente do sistema, e seus respectivos modelos matemáticos são apresentados na sua forma mais genérica. Por fim, são feitas algumas considerações a respeito das consequências esperadas na transição da escala do sistema para menores dimensões, com base na literatura.

2.1 O CICLO POR COMPRESSÃO MECÂNICA DE VAPOR

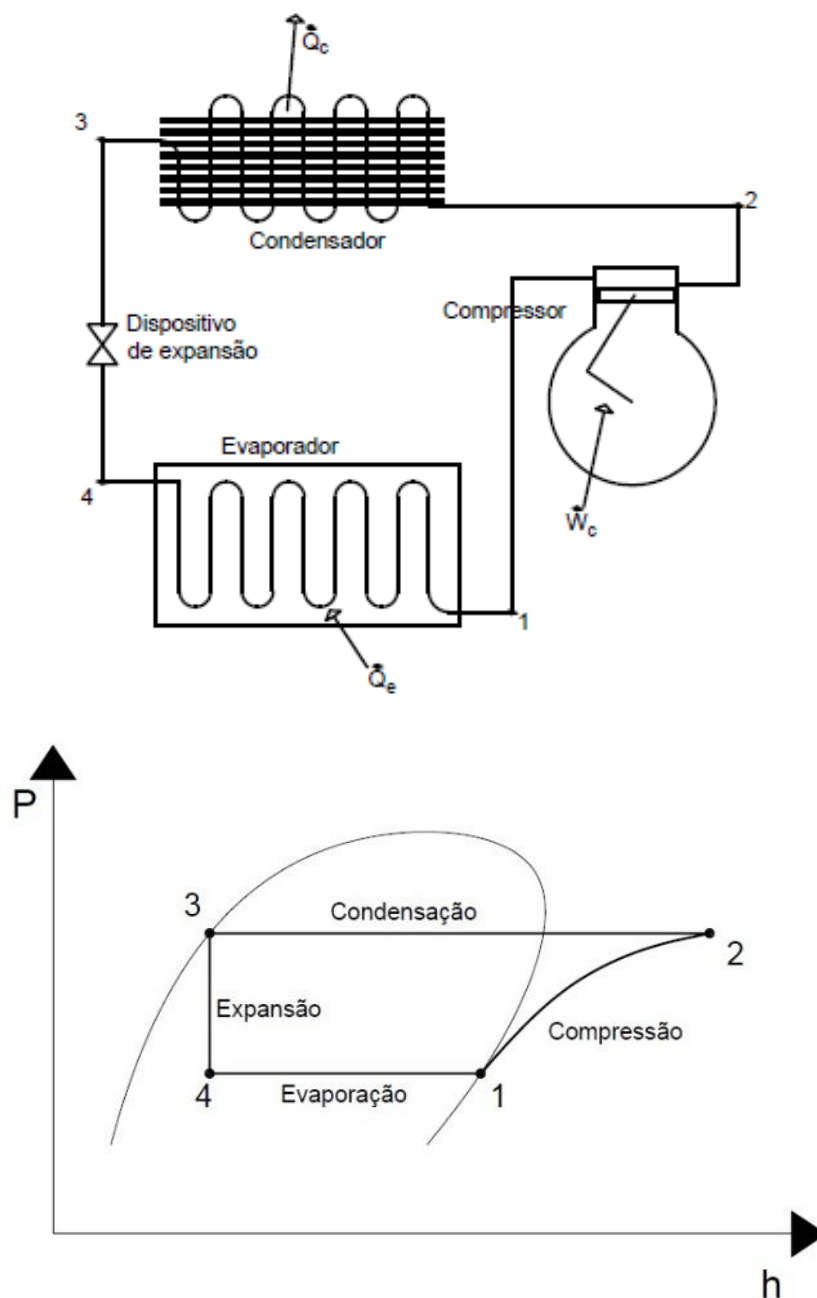
O ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor opera através de sucessivas mudanças de estado de um fluido volátil, chamado de refrigerante. Sabendo que as temperaturas de evaporação e de condensação estão relacionadas com suas respectivas pressões de operação do ciclo, a manipulação dos estados do fluido pode então ser usada para extrair calor de um dado corpo ou ambiente.

Quatro componentes principais compõem o sistema de compressão mecânica: um compressor, um condensador, um dispositivo de expansão e um evaporador. No evaporador, o fluido refrigerante muda seu estado de líquido para vapor, absorvendo calor do meio a ser resfriado. Essa mudança de estado ocorre normalmente a baixas temperaturas, de forma que a pressão de operação é reduzida (o que ocorre devido à sucção do compressor).

O fluido segue então para o compressor. Através deste componente, a pressão do fluido é elevada o suficiente para que a condensação se inicie a temperaturas maiores que o ambiente, o que ocorre no condensador. Desta forma, o calor que havia sido absorvido no evaporador é rejeitado nesta etapa, juntamente com a energia de fluxo aportada no compressor, permitindo o reaproveitamento do fluido refrigerante em um circuito fechado. Por fim, um dispositivo de expansão reduz a pressão do fluido e controla a vazão que deve entrar no evaporador, garantindo a diferença de pressão no sistema.

Tal sistema e seus componentes podem ser representados esquematicamente conforme mostra a Figura 6, com os respectivos pontos representados em um diagrama pressão-entalpia. Nota-se que há duas pressões principais, a de condensação e a de evaporação, sendo elas separadas pelos processos de compressão e de expansão. No ciclo padrão, o primeiro é isentrópico, enquanto o segundo é isentálpico.

Figura 6 – Esquema de sistema de refrigeração por compressão de vapor (acima) e representação em diagrama pressão-entalpia (abaixo)



Fonte: Adaptado de GOSNEY (1982)

Contudo, o diagrama para um ciclo real difere ligeiramente do padrão devido a alguns fenômenos. A compressão, denotada pelo trecho 1-2, não é isentrópica em um sistema real, pois o compressor não opera de forma reversível e adiabática. Desta forma, a entropia neste processo não pode ser considerada constante. Adicionalmente, perdas de pressão, inevitáveis devido ao atrito com as paredes internas, ocorrem ao longo de todo o ciclo, reduzindo o rendimento global

do mesmo. Por fim, o ponto 1 geralmente é deslocado para a região de vapor superaquecido, a fim de assegurar que apenas vapor entre no compressor, já que partículas líquidas podem prejudicar o funcionamento do mesmo.

Esta prática, aliada ao fato de que uma redução do título na entrada do evaporador aumenta a capacidade de refrigeração do sistema conduziu à idéia de empregar um trocador de calor entre a linha de sucção e a linha de líquido, como mostra a Figura 7. Ela mostra também o diagrama pressão-entalpia do ciclo real, levando em conta as alterações mencionadas acima. Em sistemas de refrigeração modernos, normalmente incluem-se outros dispositivos, de forma a melhorar a eficiência do ciclo ou assegurar o funcionamento adequado de seus componentes. O acumulador e o filtro secador são alguns exemplos. Neste trabalho, no entanto, o foco estará sobre cada um dos quatro componentes citados anteriormente.

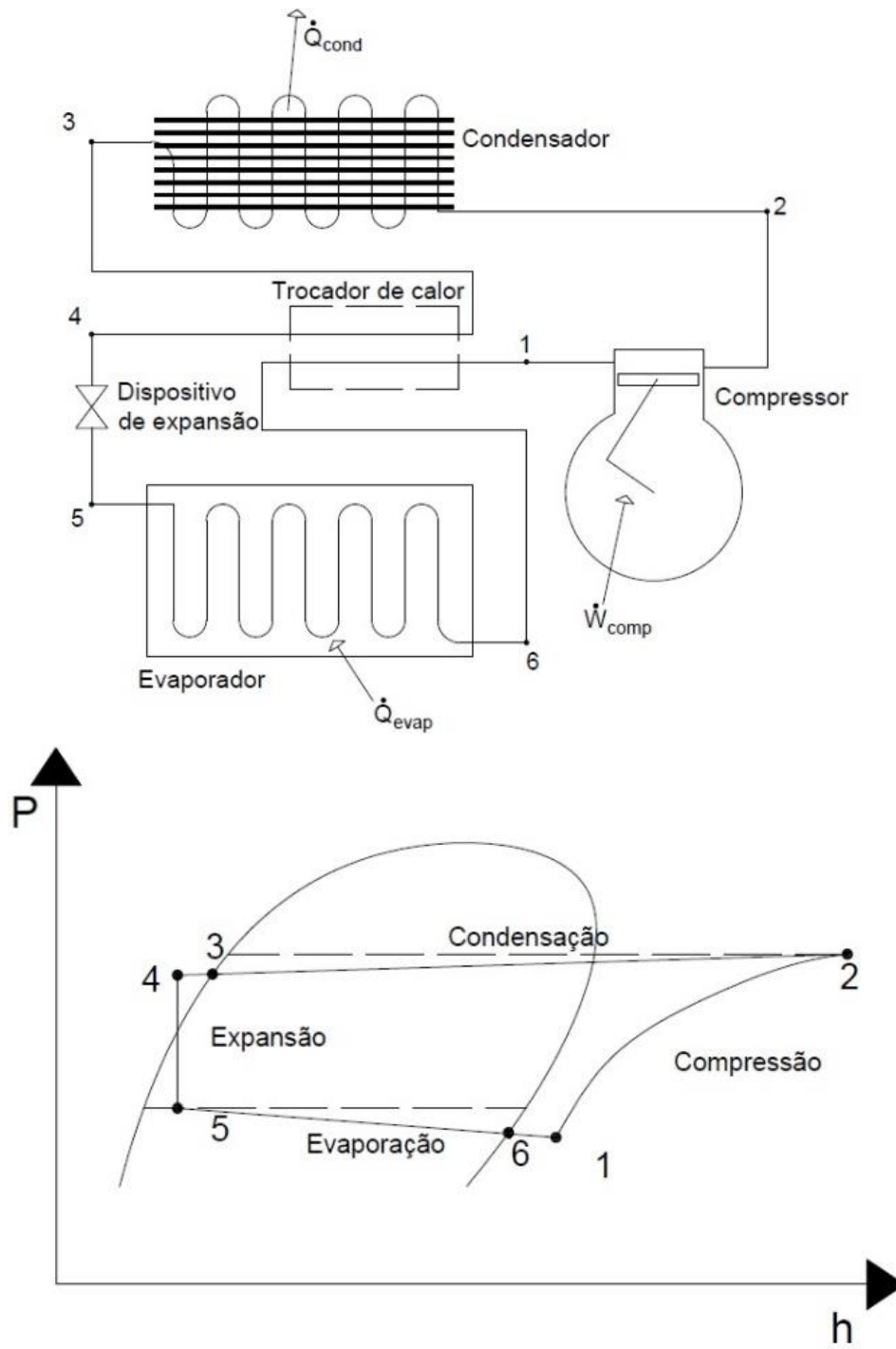
A primeira lei da termodinâmica pode ser usada para determinar uma relação entre a energia que entra e que sai do sistema de refrigeração, tanto na forma de calor como na forma de trabalho. Logo, a equação de conservação de energia aplicada ao sistema, em regime permanente, fornece:

$$\dot{Q}_{\text{evap}} - \dot{Q}_{\text{cond}} = \dot{Q}_{\text{comp}} - \dot{W}_{\text{comp}} \quad (2)$$

onde o termo \dot{Q}_{evap} corresponde ao calor absorvido pelo fluido refrigerante no evaporador, equivalente ao calor removido do compartimento refrigerado, e é denominado como capacidade de refrigeração. O calor devolvido ao ambiente pelo condensador está representado pela parcela \dot{Q}_{cond} , enquanto a potência fornecida ao compressor para que o sistema funcione corresponde a \dot{W}_{comp} . Se o compressor não é considerado adiabático, há ainda uma parcela de calor transferido por ele ao ambiente externo, \dot{Q}_{comp} .

Nesta parte, são apresentadas as equações que modelam os processos que ocorrem com o fluido refrigerante em um sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor. Para tanto, é necessário identificar os estados em cada um dos pontos do ciclo. Isto deve ser feito inicialmente através de análises de primeira lei para cada um dos componentes do sistema.

Figura 7 – Ciclo com trocador de calor interno (acima) e diagrama T-s do ciclo real correspondente (abaixo)



Fonte: Adaptado de GOSNEY (1982)

2.1.1 Trocadores de calor

O evaporador consiste em um trocador de calor cuja função é absorver o calor proveniente do corpo ou ambiente que se deseja resfriar, causando assim a mudança de fase de líquido para vapor. A parte superior da Figura 8 mostra um evaporador genérico, incluindo o sentido dos fluxos de energia envolvidos e do escoamento de refrigerante. Para um evaporador qualquer, o efeito de refrigeração específico é calculado através de um balanço de energia. Como resultado, tem-se:

$$\frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{\dot{m}} = i_6 - i_5 \quad (3)$$

onde i_5 e i_6 são os valores da entalpia específica na entrada e na saída do evaporador, respectivamente, e \dot{m} corresponde à vazão mássica. Ainda, \dot{Q}_{evap} é a taxa de transferência de calor removida do corpo ou ambiente, também chamada de capacidade de refrigeração.

Para determinação das entalpias na equação (3) é necessário conhecer: (i) a temperatura de evaporação do fluido e (ii) a condição na entrada do evaporador. A primeira pode ser obtida a partir da transferência de calor do lado externo ao evaporador, enquanto a segunda é consequência do dispositivo de expansão.

Já a função do condensador, também um trocador de calor, é permitir a rejeição da energia absorvida pelo sistema, de forma a possibilitar a reutilização do fluido refrigerante em um novo ciclo. De forma semelhante ao evaporador, a equação de conservação de energia aplicada ao condensador, mostrado na parte inferior da Figura 8, fornece:

$$\frac{\dot{Q}_{\text{cond}}}{\dot{m}} = i_2 - i_3 \quad (4)$$

sendo i_2 e i_3 os valores da entalpia específica na entrada e na saída do condensador, respectivamente, e \dot{m} corresponde à vazão mássica. \dot{Q}_{cond} é a taxa de transferência de calor rejeitada para o ambiente externo.

Nota-se que o calor rejeitado no condensador deve respeitar a condição imposta pela conservação da energia aplicada ao sistema, dada pela equação (2).

2.1.2 Compressor

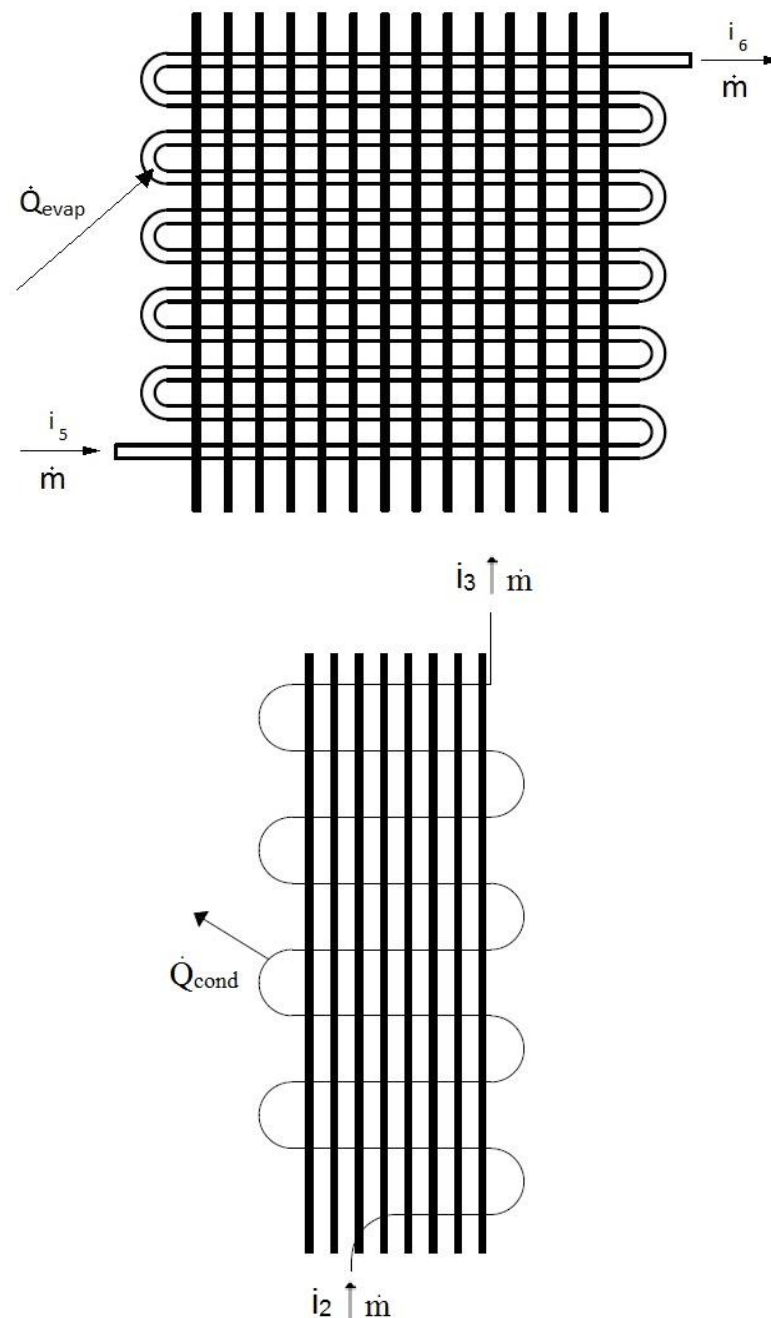
Os compressores têm por objetivo tanto de reduzir a pressão do evaporador, ao succionar o fluido refrigerante, como elevar a pressão do refrigerante que entra no condensador, para que se condense ao trocar calor com o ambiente externo.

Um balanço de energia no compressor, mostrado na Figura 9, onde \dot{W}_{comp} é a potência exigida pelo compressor, fornece:

$$\dot{W}_{\text{comp}} = \dot{Q}_{\text{comp}} + \dot{m}(i_2 - i_1) \quad (5)$$

onde o primeiro termo do lado direito da equação (5) corresponde à perda de energia na forma de calor, enquanto o segundo termo é a parcela efetivamente entregue ao fluido, *i.e.*, a potência de fluxo.

Figura 8 – Balanço de energia em um evaporador (acima) e condensador (abaixo) genéricos



A potência isentrópica pode ser definida da seguinte forma:

$$\dot{W}_s = \dot{m}(i_{2,s} - i_1) \quad (6)$$

onde $i_{2,s}$ corresponde à entalpia na região de descarga, considerando processo isentrópico.

Assumindo $(i_2 - i_1) = (i_{2,s} - i_1)$, pode-se agrupar as equações (5) e (6), da seguinte forma:

$$\dot{W}_s = \dot{m}w_s = \dot{W}_{\text{comp}} - \dot{Q}_{\text{comp}} \quad (7)$$

Assim, adota-se a hipótese de que o trabalho de fluxo é convertido de forma integral, e que as perdas são expressas apenas na forma de calor. Fazendo uso da eficiência global de compressão, tal que $\eta_g = \dot{W}_s / \dot{W}_{\text{comp}}$, pode-se determinar o calor trocado pelo compressor:

$$\dot{Q}_{\text{comp}} = \left(\frac{1 - \eta_g}{\eta_g} \right) \dot{W}_s \quad (8)$$

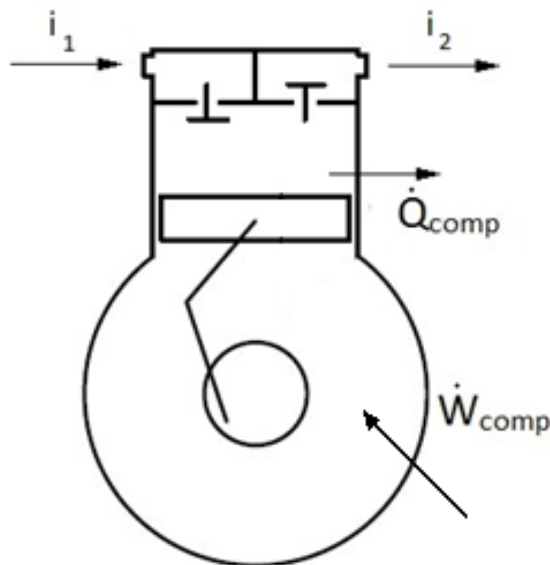
Ainda, na equação (7), w_s corresponde ao trabalho específico isentrópico do compressor, que pode ser obtido analiticamente pela expressão (GOSNEY, 1982):

$$w_s = \frac{k}{k-1} RT_1 \left[\left(\frac{p_{\text{cond}}}{p_{\text{evap}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (9)$$

Logo, obtém-se uma expressão para a potência consumida pelo compressor:

$$\frac{\dot{W}_{\text{comp}}}{\dot{m}} = \frac{k}{k-1} \frac{RT_1}{\eta_g} \left[\left(\frac{p_{\text{cond}}}{p_{\text{evap}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (10)$$

Figura 9 – Balanço de energia no compressor



Neste trabalho, um compressor alternativo foi considerado. A vazão mássica para esse tipo de compressor pode ser determinada através da seguinte expressão (GOSNEY, 1982):

$$\dot{m} = \frac{\eta_{vol} V N}{v_1} \quad (11)$$

onde v_1 é o volume específico na entrada do compressor, V o volume do cilindro (dado em m^3), N a rotação do motor e η_{vol} é a eficiência volumétrica.

As eficiências – global e volumétrica – devem ser determinadas conforme o desempenho desse componente em suas respectivas escalas e condições de operação. Em um primeiro momento, o processo de compressão será considerado ideal, de forma que ambas assumirão o valor da unidade. Em uma etapa posterior (capítulo 5), as variações dessas eficiências com as condições de operação serão incluídas nos modelos.

2.1.3 Dispositivo de expansão

A principal função do dispositivo de expansão é restringir o fluxo de refrigerante que sai do condensador e entra no evaporador, causando uma queda de pressão. Dessa forma, o sistema de refrigeração fica dividido em uma região de alta pressão e outra de baixa pressão.

Fisicamente, o dispositivo de expansão consiste em uma restrição ao escoamento, que pode ser desde um simples orifício, um tubo capilar ou até sofisticadas válvulas controladas eletronicamente.

O modelo mais comum para um dispositivo de expansão consiste na consideração de que este processo é isentálpico:

$$i_4 = i_5 \quad (12)$$

Para que a expansão isentálpica promova redução de temperatura, é necessário que o coeficiente de Joule-Thomson:

$$\mu_{JT} = \left. \frac{\partial T}{\partial p} \right|_i = -\frac{1}{c_p} \left(v - T \left. \frac{\partial v}{\partial T} \right|_p \right) \quad (13)$$

seja positivo. Como $\left. \frac{\partial v}{\partial T} \right|_p = \frac{v}{T}$ para um gás ideal, $\mu_{JT} = 0$, indicando que substâncias com tal comportamento não podem ser empregadas como fluido refrigerante.

Note que, ao assumir a hipótese de escoamento isentálpico, os efeitos da escala no dispositivo de expansão não podem ser explorados. Para incluir esses efeitos, é necessário introduzir um modelo para a vazão que atravessa o dispositivo de expansão, o qual depende das

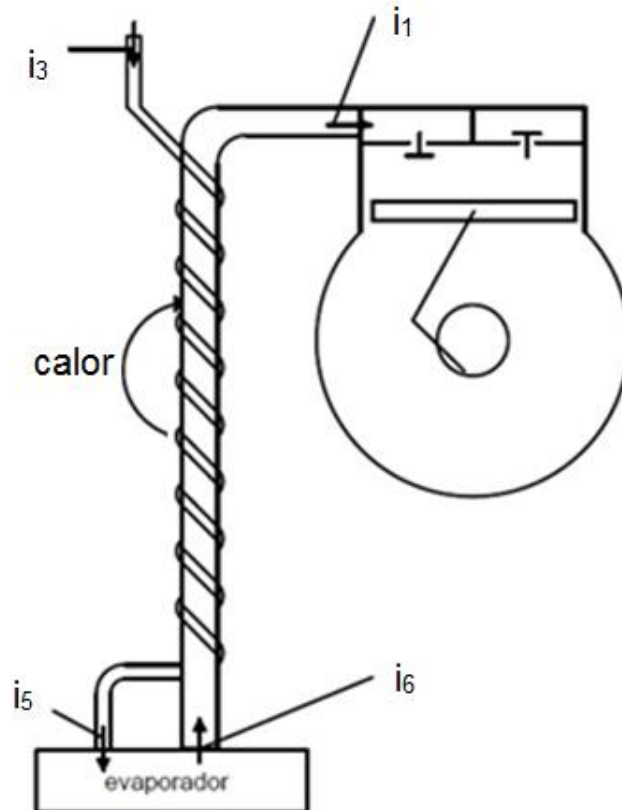
pressões de evaporação e de condensação, da geometria e da condição na entrada, comumente assumindo equações na forma:

$$\dot{m}_{\text{exp}} \sim A \sqrt{\frac{2(p_{\text{cond}} - p_{\text{evap}})}{v}} \quad (14)$$

Modelos mais precisos para a vazão através do dispositivo de expansão podem levar em conta a influência de outros parâmetros. No capítulo 5, alguns modelos serão explorados.

Outro lado negativo do emprego do modelo descrito na equação (12) consiste no fato de desconsiderar as trocas de calor que podem ocorrer ao longo do dispositivo de expansão. Como o emprego de um trocador de calor entre a linha de sucção e o tubo capilar pode resultar em um efeito benéfico, em alguns casos é necessário modelar este componente adicional (Figura 10). A alternativa, em simulações em regime permanente, envolve separar o fenômeno de expansão da transferência de calor devido ao emprego do trocador de calor interno, tal qual mostram os processos 3-4 (troca de calor) e 4-5 (expansão isentálpica) da Figura 7.

Figura 10 – Balanço de energia no trocador de calor interno



Basicamente, considera-se que o fluido refrigerante assume a condição de líquido sub-resfriado antes de adentrar o dispositivo de expansão, enquanto vapor superaquecido é assumido na região de sucção do compressor. Neste caso, a condição na sucção do compressor pode ser determinada a partir do conceito da efetividade de um trocador de calor:

$$T_1 = T_6 + \varepsilon_{TC-LS}(T_3 - T_6) \quad (15)$$

onde ε_{TC-LS} depende da geometria do trocador de calor, e pode ser obtido experimentalmente, ou a partir de correlações adequadas. Como o calor recebido na linha de sucção é proveniente do dispositivo de expansão, uma expressão equivalente pode ser utilizada para esta corrente:

$$T_4 = T_3 + \varepsilon_{TC-LS}(T_3 - T_6) \frac{c_{p,v}}{c_{p,l}} \quad (16)$$

Nota-se que, na equação (16), há um termo adicional envolvendo os calores específicos, já que $c_{p,l} > c_{p,v}$.

2.1.4 Equações de fechamento

Até o momento, tem-se 12 variáveis (\dot{Q}_{evap} , \dot{Q}_{cond} , \dot{W}_{comp} , \dot{m} , T_{cond} , T_{evap} e os estados nos 6 pontos do ciclo), com 8 equações independentes (Eqs. (3), (4), (5), (10), (11), (12), (15) e (16)). Duas das equações para fechamento são obtidas a partir da transferência de calor do lado externo do evaporador e do condensador. Estas correspondem às equações (17) e (18), respectivamente:

$$\dot{Q}_{evap} = UA_{evap}(T_{chip} - T_{evap}) \quad (17)$$

$$\dot{Q}_{cond} = UA_{cond}(T_{cond} - T_{amb}) \quad (18)$$

onde UA_{evap} e UA_{cond} correspondem às condutâncias térmicas do evaporador e do condensador, respectivamente, que variam de acordo com a geometria e condições de operação. Ainda, T_{chip} e T_{amb} são as temperaturas do chip e do ambiente, e T_{evap} e T_{cond} são as temperaturas de evaporação e de condensação, respectivamente.

Por fim, uma das equações restantes é obtida igualando as vazões mássicas através do compressor e do dispositivo de expansão. A outra corresponde ao cômputo da carga de refrigerante imposta ao sistema, determinada através do somatório da massa existente em cada um dos componentes de refrigeração. Respectivamente, elas são escritas como:

$$\dot{m}_{\text{comp}} - \dot{m}_{\text{exp}} = 0 \quad (19)$$

$$M - \sum_j M_j = 0 \quad (20)$$

No entanto, essas equações, implícitas para as pressões, são altamente não lineares, podendo causar instabilidades e problemas de convergência. No trabalho de Gonçalves *et al.* (2009), as temperaturas de saída do condensador e do evaporador (graus de sub-resfriamento e de superaquecimento, respectivamente) foram impostas, dando origem ao método apelidado de “sup-sub”. Dessa forma, as pressões desejadas podem ser calculadas da seguinte maneira:

$$T_{\text{sat}}(p_{\text{evap}}) = T_6 - \Delta T_{\text{sup}} \quad (21)$$

$$T_{\text{sat}}(p_{\text{cond}}) = T_3 + \Delta T_{\text{sub}} \quad (22)$$

Conforme descrito pelos autores, este modelo se aproxima da prática adotada em sistemas de refrigeração, em que o dispositivo de expansão e a carga de refrigerante são ajustados *a posteriori*, de forma a se obter as condições desejadas de superaquecimento e de sub-resfriamento. Para se obter o máximo do evaporador, pode-se fazer $\Delta T_{\text{sup}} = 0$. Com isto assume-se que o dispositivo de expansão está idealmente dimensionado. No condensador, por sua vez, faz-se $\Delta T_{\text{sub}} = 0$, para minimizar a carga de refrigerante empregada (HERMES, 2015).

2.1.5 Coeficiente de performance

Em sistemas de refrigeração, é comum utilizar o coeficiente de performance (COP) como forma de avaliar o desempenho termodinâmico. Fisicamente, ele corresponde à razão entre a capacidade de refrigeração e a potência necessária para que o sistema funcione. Assim, o COP pode ser escrito através da Equação (23).

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{\dot{W}_{\text{comp}}} \quad (23)$$

Uma base de comparação para o COP consiste no desempenho de uma máquina ideal, isto é, de Carnot. Neste caso, o COP é definido fazendo uso das temperaturas dos reservatórios quente e frio:

$$\text{COP}_C = \frac{1}{\frac{T_Q}{T_F} - 1} \quad (24)$$

onde os índices Q e F correspondem aos reservatórios quente e frio, respectivamente. A comparação pode então ser feita a partir do conceito de eficiência de segunda lei:

$$\eta_{II} = \frac{COP}{COP_C} \quad (25)$$

Esta, por sua vez, pode ser decomposta em dois fatores, conforme a origem das irreversibilidades: externas e internas. Matematicamente, tem-se:

$$\eta_{II} = \eta_{int,rev} \cdot \eta_{ext} \quad (26)$$

onde cada fator pode ser escrito da seguinte forma:

$$\eta_{int,rev} = \frac{COP}{COP_{int,rev}}; \eta_{ext} = \frac{COP_{int,rev}}{COP_C} \quad (27)$$

onde $COP_{int,rev}$ corresponde ao coeficiente de performance de uma máquina internamente reversível operando entre as temperaturas de saturação do sistema real, ou seja:

$$COP_{int,rev} = \frac{1}{\frac{T_{cond}}{T_{evap}} - 1} \quad (28)$$

A equação (28) mostra que tanto a diminuição da temperatura de condensação como o aumento da temperatura de evaporação significam em um acréscimo no COP de um sistema internamente reversível.

2.2 ANÁLISE TERMODINÂMICA DOS EFEITOS DE ESCALA

Algumas considerações são necessárias a respeito da adaptação de sistemas MVCR a escalas menores, como mostra Sangkwon (2004), que avaliou a geração de entropia em tais sistemas conforme a escala diminui. Isto foi feito por uma análise de escalas, tal que as expressões da geração de entropia foram estendidas até que um parâmetro geométrico pudesse ser avaliado.

No compressor, a geração de entropia é separada pelo autor em duas parcelas: uma devida à transferência de calor e outra devida ao atrito. Ambas estão representadas abaixo, em sua respectiva ordem:

$$\dot{S}_{gen,Q} = h A \frac{\Delta T^2}{T(T + \Delta T)} \quad (29)$$

$$\dot{S}_{\text{gen},\Delta p} = \frac{2\dot{m}^3}{\rho^2 T} \frac{f}{DA^2} L \quad (30)$$

onde h e f são os coeficientes de transferência de calor e o fator de atrito, ambos modelados considerando regime laminar. Adicionalmente, para o autor, conforme o tamanho do refrigerador diminui, tem-se que a velocidade do escoamento se mantém constante. Desta forma, a vazão mássica é proporcional à área transversal ao escoamento e o número de Reynolds é proporcional a um comprimento característico L .

Logo, a geração de entropia para o compressor foi escrita da seguinte forma:

$$\frac{\dot{S}_{\text{gen,comp}}}{\dot{m}} = C'_1 \frac{L}{\dot{m}} + C'_2 \frac{\dot{m}}{L^3} = \frac{C_1}{L} \quad (31)$$

sendo C'_1 , C'_2 e C_1 constantes que agrupam os fatores não influenciados pelas escalas do problema.

Porém, as fontes de irreversibilidade em um processo de compressão não se devem apenas aos fenômenos de perda de pressão e de transferência de calor. Sabe-se que outros fenômenos contribuem para a geração de entropia em um compressor de deslocamento positivo, como a mistura do fluido que entra com o fluido residual da etapa de compressão antecedente, ou as perdas nas válvulas de admissão e de exaustão (MCGOVERN e HARTE, 1995).

Para os trocadores de calor, as parcelas novamente encontram-se divididas segundo sua origem: a transferência de calor e o atrito, tal que:

$$\dot{S}_{\text{gen,TC}} = \left[\frac{\left(\frac{Q_{\text{evap ou Qcond}}}{L} \right)^2}{4T^2 \dot{m} c_p} \frac{D}{\text{Nu}} \text{RePr} + \frac{2\dot{m}^3}{\rho^2 T} \frac{f}{DA^2} \right] L \quad (32)$$

onde Nu , Re e Pr são os números de Nusselt, Reynolds e Prandtl, respectivamente. Novamente, algumas hipóteses são assumidas de forma a se obter um resultado qualitativo para a geração de entropia. O fator de atrito é tomado como inversamente proporcional ao número de Reynolds, por exemplo. Após simplificações, o autor mostra que:

$$\frac{\dot{S}_{\text{gen,TC}}}{\dot{m}} = C_2 L + C_3 \frac{1}{L} \quad (33)$$

A equação (33) retrata que uma diminuição de tamanho do sistema causa uma redução na parcela referente à transferência de calor, e um aumento na parcela referente à perda de pressão. Qualitativamente, este resultado converge para a idéia inicial de redução da escala de

um sistema. A expectativa, no entanto, é que, conforme a escala do sistema diminua, os efeitos devido ao segundo termo se sobressaiam quando comparados com o primeiro (WARREN *et al.*, 1999). Por este motivo, seria necessário empregar um modelo mais adequado para cálculo das perdas de pressão, de forma a se considerar os demais efeitos que interferem no escoamento nos trocadores de calor, especialmente nos trechos em que há a presença de uma mistura bifásica.

Sangkwon (2004) deriva ainda uma expressão para a geração de entropia devida ao processo de expansão, com base nas temperaturas e pressões de saturação. Sendo este um processo isentálpico, pode-se utilizar a segunda relação de Gibbs, obtendo-se:

$$\dot{S}_{\text{gen,exp}} = \dot{m} \left(c_p \ln \frac{T_{\text{evap}}}{T_{\text{cond}}} - R \ln \frac{P_{\text{evap}}}{P_{\text{cond}}} \right) \quad (34)$$

Assim, segundo o autor, a geração de entropia específica neste processo independe de parâmetros geométricos do sistema.

Por fim, a última fonte de entropia considerada pelo autor é devida à carga térmica. Esta parcela pode ser escrita da seguinte forma:

$$\dot{S}_{\text{gen,CT}} = kA \frac{T_{\text{amb}} - T_{\text{ref}}}{L} \left(\frac{1}{T_{\text{ref}}} - \frac{1}{T_{\text{amb}}} \right) \quad (35)$$

onde k é a condutividade térmica do material isolante e T_{amb} e T_{ref} são as temperaturas do ambiente externo e do compartimento refrigerado, respectivamente. A equação anterior pode então ser escrita de uma maneira simplificada, de forma semelhante às demais:

$$\frac{\dot{S}_{\text{gen,CT}}}{\dot{m}} = \frac{C_5}{L} \quad (36)$$

A análise desta parcela leva em conta apenas a transferência de calor por condução, o que é uma simplificação bastante drástica. O motivo pelo qual a convecção e a radiação são desprezadas não é mencionado. Mesmo assim, sabe-se que eles correspondem a uma boa parcela na transferência de calor da carga térmica na refrigeração doméstica, por exemplo.

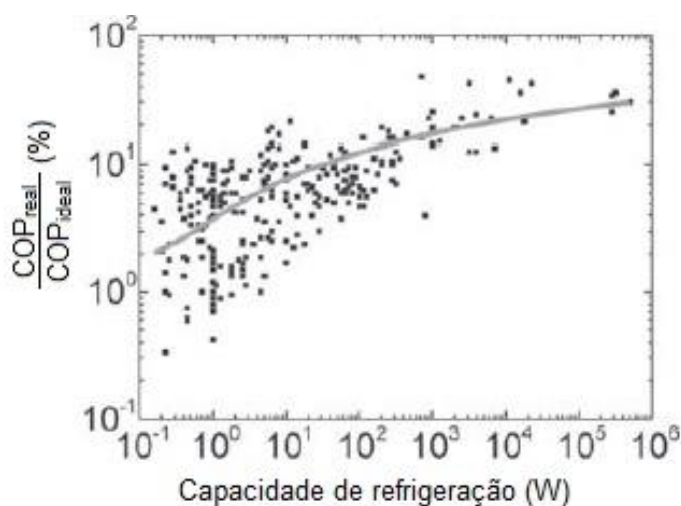
Ao somar todas as parcelas, o autor atribui maior importância na geração de entropia devido às condições de operação do compressor e à carga térmica. Apesar da utilização de modelos simples, a abordagem de Sangkwon (2004) permite a visualização qualitativa das consequências da aplicação de sistemas MVCR na escala mesoscópica, sendo compatível com o resultado experimental de outros estudos. Nota-se, por exemplo, a visível redução da

eficiência de segunda lei conforme a capacidade de refrigeração e, portanto, o tamanho do sistema diminui (Figura 11).

Porém, alguns fenômenos importantes são ignorados pelo autor, como a restrição da aplicabilidade dos modelos empregados para as correlações, por exemplo, o que acaba prejudicando a precisão de sua análise conforme as dimensões se tornam mais reduzidas.

A principal característica que distancia as análises de Sangkwon (2004) de um sistema real de refrigeração, no entanto, consiste no fato do autor considerar cada componente de forma completamente separada, ignorando o comportamento não-linear do sistema. Por exemplo, em um sistema de refrigeração, alterações na escala de um componente teriam influências em diversas outras variáveis do ciclo, como a vazão mássica, as temperaturas e pressões de operação, gerando fontes de irreversibilidade não computadas pelo autor.

Figura 11 – Eficiência de 2ª lei em função da capacidade de refrigeração



Fonte: SANGKWON (2004)

2.3 SÍNTESE DO CAPÍTULO

Os fundamentos necessários para a modelagem básica de um sistema de refrigeração convencional foram introduzidos neste capítulo, bem como as condições de fechamento que levaram ao desenvolvimento do método “sup-sub” por Gonçalves *et al.* (2009). As dificuldades deste modelo em introduzir parâmetros geométricos para análises de sensibilidade de escala também foram mencionadas. Por fim, foram feitas críticas ressaltando os pontos fortes e fracos das análises de Sangkwon (2004), com o objetivo de explicitar as lacunas deixadas em seu trabalho e que devem ser preenchidas na presente dissertação.

3 MODELAGEM TERMODINÂMICA DOS TROCADORES DE CALOR

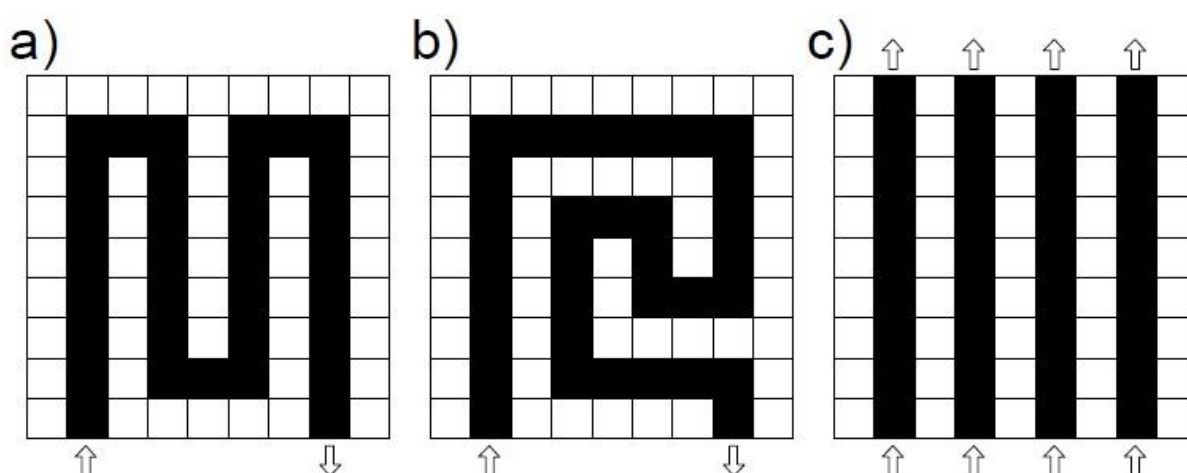
Neste capítulo são apresentados modelos para os trocadores de calor citados no capítulo anterior, envolvendo tanto as perdas de pressão como a transferência de calor. Também é descrito o método utilizado para determinação do estado em cada ponto da superfície do trocador de calor. Porém, como há dois fenômenos distintos envolvidos (evaporação e condensação), os modelos do evaporador e do condensador são apresentados de forma separada.

3.1 GENERALIDADES

Tanto o evaporador como o condensador foram considerados como trocadores de calor do tipo placa, cujos canais podem ser livremente posicionados sobre a superfície disponível. Assim, diversas combinações são possíveis para a circuitagem do escoamento de refrigerante nos trocadores de calor.

Para reduzir os graus de liberdade, tais combinações foram subdivididas em três categorias: (i) configuração; (ii) área de canal e (iii) largura de passagem. A configuração consiste no formato (ou aparência) da distribuição dos canais sobre a placa. Neste trabalho, três configurações comumente empregadas em sistemas de refrigeração foram consideradas: a padrão (serpentina), a aninhada e a paralela, ilustradas na Figura 12.

Figura 12 – Configurações de distribuição de refrigerante nos trocadores de calor: a) padrão (serpentina); b) aninhada e c) paralela



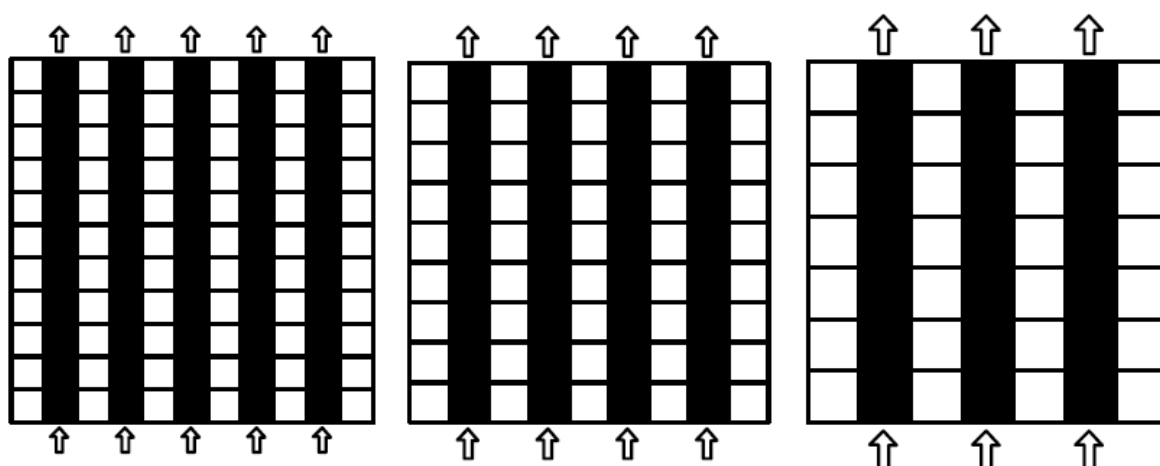
O segundo parâmetro considerado, a área de canal, corresponde à fração da área ocupada pelos canais sobre a área total disponível. Uma representação de áreas de canal semelhantes

para uma mesma largura de passagem é mostrada na Figura 13. Há uma relação direta entre a área de canal e a taxa total de troca de calor, já que a presença do refrigerante representa em um maior coeficiente local de transferência de calor, afetando a temperatura na superfície. O valor para a área de canal, portanto, será mantida fixa enquanto as demais serão variadas.

Finalmente, a designação da largura de passagem do refrigerante é auto-explicativa. Nota-se que, diferentemente do caso representado na Figura 13, caso fossem desejadas frações de área de canal diferentes para uma mesma largura de passagem, seria necessário modificar o espaçamento entre cada canal, fazendo a distribuição assumir uma geometria assimétrica.

Assim, para cada configuração de distribuição do refrigerante, a largura de passagem do refrigerante foi gradualmente variada em um dado intervalo. O limite inferior deste intervalo foi definido conforme o critério de transição para a microescala, que utiliza como base $D_h = La$.

Figura 13 – Frações de área de canal semelhantes para diferentes larguras de passagem



3.2 MODELAGEM E METODOLOGIA DE SOLUÇÃO

A transferência de calor nos trocadores foi determinada em duas etapas, as quais eram resolvidas até que o critério de convergência fosse satisfeito. A primeira consiste na resolução do escoamento do refrigerante, tratado de forma unidimensional. A segunda corresponde à difusão de calor nas paredes do trocador, que ocorre de forma bidimensional. O modelo empregado se assemelha ao de Hermes *et al.* (2008).

3.2.1 Escoamento de refrigerante (unidimensional)

Dado um volume de controle elementar unidimensional, conforme mostra a Figura 14, o balanço de massa resulta em:

$$A\Delta z \frac{d\rho}{dt} = \dot{m}|_z - \dot{m}|_{z+\Delta z} \quad (37)$$

sendo A a seção transversal de passagem e Δz o comprimento do volume elementar. No entanto, para uma análise em regime permanente, o primeiro termo é nulo. Ainda, dividindo os termos restantes por $A\Delta z$ e, no limite onde $\Delta z \rightarrow 0$, tem-se:

$$\lim_{\Delta z \rightarrow 0} \frac{\dot{m}|_{z+\Delta z} - \dot{m}|_z}{A\Delta z} = \frac{1}{A} \frac{d\dot{m}}{dz} = 0 \quad (38)$$

Ou seja, o fluxo mássico deve se conservar ao longo de todo o percurso do escoamento unidimensional. Matematicamente, escreve-se:

$$\frac{\partial G}{\partial z} = 0 \quad (39)$$

Sendo assim, para uma seção transversal constante, a vazão mássica de refrigerante, dada como entrada na sub-rotina dos trocadores de calor, mantém-se constante.

Em seguida, realizando o balanço de quantidade de movimento linear no mesmo volume elementar (Figura 15), chega-se à seguinte expressão:

$$A\Delta z \frac{d(\rho u)}{dt} = (\dot{m}u)|_z - (\dot{m}u)|_{z+\Delta z} + A(p|_z - p|_{z+\Delta z}) - \tau_w P \Delta z \quad (40)$$

onde u corresponde à velocidade do escoamento no eixo z , τ_w à tensão de cisalhamento nas paredes e P ao perímetro interno. Novamente, o primeiro termo é nulo para uma análise em regime permanente. Dividindo os termos restantes por $A\Delta z$, obtém-se:

$$-\frac{(Gu)|_{z+\Delta z} - (Gu)|_z}{\Delta z} - \frac{(p|_{z+\Delta z} - p|_z)}{\Delta z} - \frac{\tau_w P}{A} = 0 \quad (41)$$

Figura 14 – Balanço de massa em volume de controle elementar

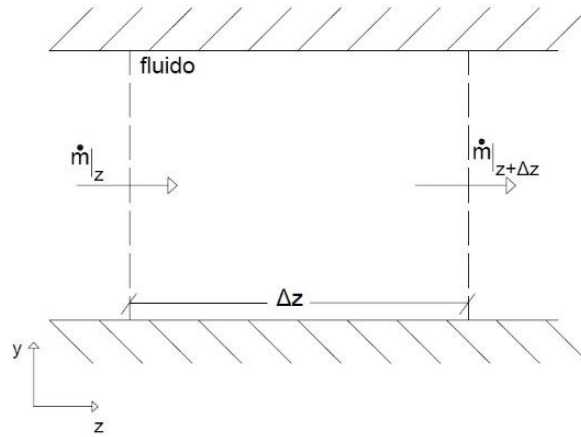
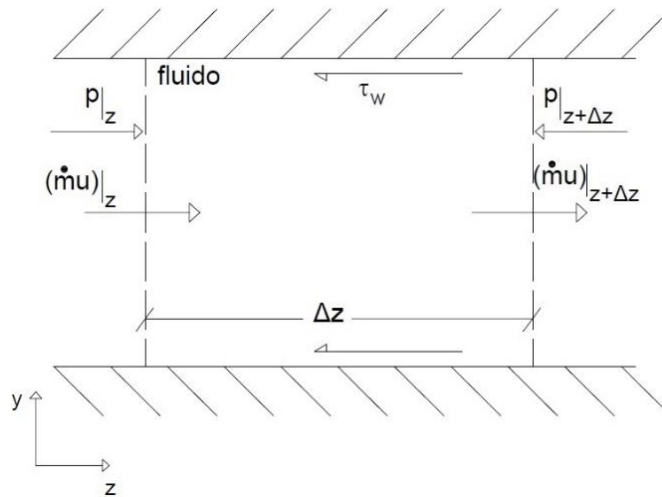


Figura 15 – Balanço de quantidade de movimento linear em volume de controle elementar



A expressão (41), no limite em que $\Delta z \rightarrow 0$, resulta em:

$$G \frac{du}{dz} + \frac{dp}{dz} + \frac{\tau_w P}{A} = 0 \quad (42)$$

Rearranjando a equação anterior, explicitando para o termo referente à perda de pressão tem-se a seguinte equação:

$$\frac{dp}{dz} = -G \frac{du}{dz} - \frac{\tau_w P}{A} \quad (43)$$

A equação (43) mostra que a variação da pressão em um escoamento unidimensional e regime permanente depende de duas parcelas: a aceleracional e a friccional, representadas, respectivamente, pelo primeiro e segundo termos do lado direito da equação.

A parcela aceleracional corresponde à variação da velocidade do escoamento, a qual pode ser consequência de uma variação tanto na seção transversal ou no volume específico. No problema considerado, tem-se uma seção transversal constante, de forma que apenas a variação do volume específico (graças à mudança de fase) gera um gradiente de pressão no escoamento. É possível derivar uma expressão para cômputo dessa parcela em função do título de forma analítica (SEMPÉRTEGUI-TAPIA, 2016), o que resulta em:

$$\frac{dP}{dz_{\text{acel}}} = G^2 \frac{d}{dz} \left\{ \left[\frac{x^2}{\alpha \rho_v} + \frac{(1-x)^2}{(1-\alpha)\rho_l} \right] \right\} \quad (44)$$

Evidentemente, no caso de um escoamento monofásico, com seção transversal constante, tal parcela é nula.

Já a parcela friccional corresponde às perdas devidas ao atrito com a superfície interna do canal. Definindo a tensão de cisalhamento como:

$$\tau_w = f \frac{Gu}{8} \quad (45)$$

onde f é o fator de atrito de Darcy, podendo ser determinado a partir da seleção de correlações adequadas para a faixa de aplicação, como por exemplo a de Petukhov (1970):

$$f = [0,79 \ln(\text{Re}_D) - 1,64]^{-2} \quad (46)$$

Por proporcionar resultados razoáveis para diferentes faixas de número de Reynolds e para diâmetros reduzidos (SEMPÉRTEGUI-TAPIA e RIBATSKI, 2014), esta foi a correlação empregada no caso de escoamentos monofásicos.

Finalmente, inserindo as equações (44) e (45) na (43), obtém-se a seguinte expressão para a variação da pressão ao longo do comprimento:

$$\frac{dp}{dz} = G^2 \frac{d}{dz} \left\{ \left[\frac{x^2}{\alpha \rho_v} + \frac{(1-x)^2}{(1-\alpha)\rho_l} \right] \right\} - f \frac{Gu}{8} \frac{P}{A} \quad (47)$$

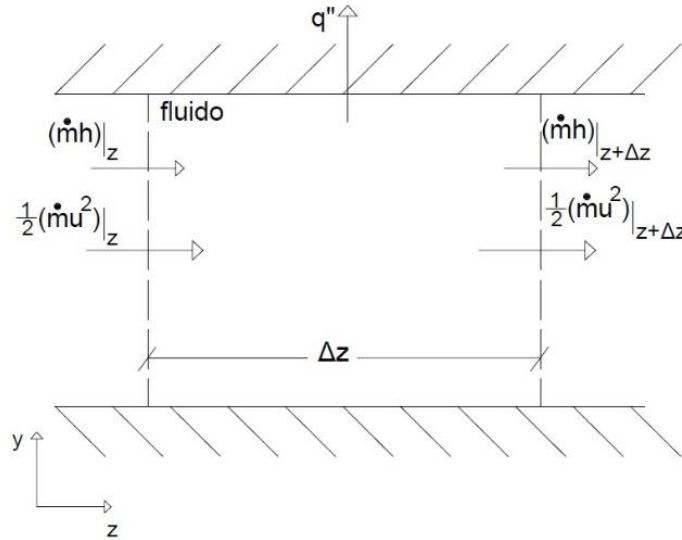
As correlações para regimes bifásicos, especialmente em menores escalas, frequentemente se baseiam não apenas no fator de Darcy, mas também em outros parâmetros para determinação da perda de pressão friccional. Diferentes modelos são explorados para evaporação e condensação na seção 3.3.

Por fim, o balanço de energia em um volume elementar, conforme mostra a Figura 16, fornece:

$$A\Delta z \frac{d\left[\rho\left(e + \frac{1}{2}u^2\right)\right]}{dt} = \left[\dot{m}\left(i + \frac{1}{2}u^2\right)\right]_z - \left[\dot{m}\left(i + \frac{1}{2}u^2\right)\right]_{z+\Delta z} - q''P\Delta z \quad (48)$$

sendo e a energia interna do fluido, i a entalpia específica e q'' o fluxo de calor cedido pelo fluido para o meio exterior. Nota-se que as variações na energia potencial foram desprezadas.

Figura 16 - Balanço de energia em volume de controle elementar



Em regime permanente, o primeiro termo da equação (48) é nulo. Dividindo o restante dos termos por $A\Delta z$, obtém-se:

$$-\left\{\frac{\left[\dot{m}\left(i + \frac{1}{2}u^2\right)\right]_{z+\Delta z} - \left[\dot{m}\left(i + \frac{1}{2}u^2\right)\right]_z}{\Delta z}\right\} - q''\frac{P}{A} = 0 \quad (49)$$

Logo, a expressão acima no limite em que $\Delta z \rightarrow 0$ resulta na seguinte equação diferencial para a energia:

$$-\frac{d}{dz}\left[G\left(i + \frac{1}{2}u^2\right)\right] - q''\frac{P}{A} = 0 \quad (50)$$

Nota-se que o fluxo de calor q'' possui três parcelas: uma advinda da troca com o restante da placa, por condução (Figura 17), outra proveniente da troca com o meio externo e uma terceira devido ao fluxo cruzado através do isolamento térmico. Um exemplo é dado na Figura 18, onde estão representadas as fontes de calor para o primeiro elemento da malha bidimensional, considerando que ele se encontra na superfície do evaporador. Os fluxos de calor podem ser generalizados através de uma analogia com circuitos elétricos (Figura 18), fazendo uso de uma equação da seguinte forma:

$$q'' = \frac{(T_{\text{canal}} - T_{\text{viz}})}{R_t} \frac{1}{A} \quad (51)$$

onde T_{viz} corresponde à temperatura na região vizinha ao volume unidimensional, R_t é a resistência térmica resultante entre os dois pontos e A é a seção transversal ao sentido do fluxo de calor.

Figura 17 – Fluxos advindos de condução de calor na malha bidimensional

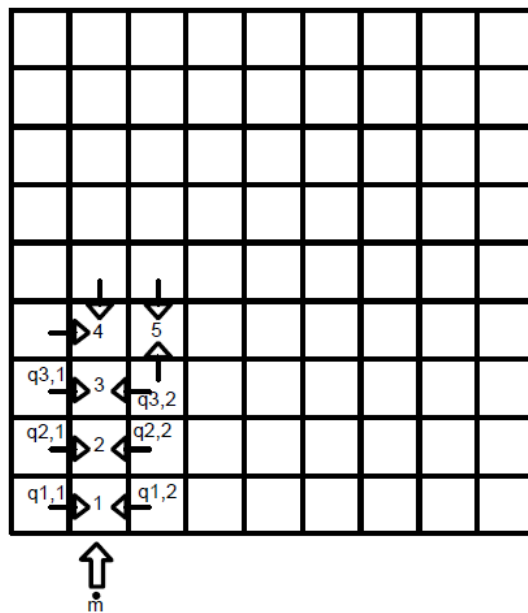
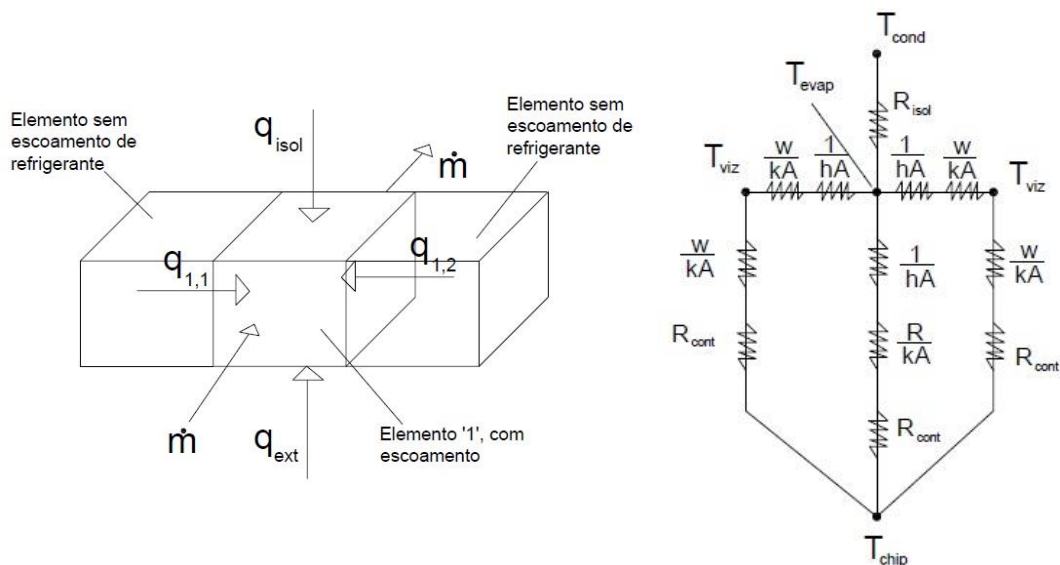


Figura 18 – Fluxos de calor envolvidos na análise do elemento 1 da Figura 17 (esq.) e resistências térmicas correspondentes (dir.)



Por exemplo, no caso do evaporador, a resistência térmica entre o chip e o volume onde há o escoamento de refrigerante é dada através da associação de resistências térmicas em série, da seguinte forma:

$$R_{\text{evap,ext}} = R_{\text{cont}} + \frac{w}{kA} + \frac{1}{hA} \quad (52)$$

onde R_{cont} é a resistência de contato, w é a espessura da placa, no trecho onde há condução de calor, k a condutividade térmica, A a seção transversal ao fluxo de calor e h o coeficiente de transferência de calor por convecção e T_{viz} corresponde à temperatura do chip.

Já para o condensador, a resistência térmica é calculada de forma diferentes, uma vez que envolve outras condições de contorno:

$$R_t = \frac{1}{h_{\text{ext}}A_{\text{ext}}} + \frac{w}{kA} + \frac{1}{h_{\text{int}}A_{\text{int}}} \quad (53)$$

onde h e A são determinados para cada um dos lados do trocador de calor e T_{viz} corresponde à temperatura do ambiente. Um detalhamento maior das condições de contorno para os trocadores de calor é feito na seção 3.4.

Nota-se que, para fechamento da equação da energia, são necessárias correlações adequadas para a transferência de calor por convecção. De forma similar à perda de pressão, modelos bifásicos costumam empregar formulações mais sofisticadas que os monofásicos, sendo uma análise mostrada na seção 3.4.

3.2.2 Condução na placa (bidimensional)

Com o estado do refrigerante em cada volume unidimensional determinado, os mesmos são realocados em uma matriz, representando elementos bidimensionais nos quais a temperatura é fixa. No restante da placa, a difusão do calor é considerada. Para um volume bidimensional elementar (Figura 19), um balanço de energia fornece:

$$w\Delta x\Delta y(\rho c) \frac{dT}{dt} = w\Delta y \cdot q''|_x - w\Delta y \cdot q''|_{x+\Delta x} + w\Delta x \cdot q''|_y - w\Delta x \cdot q''|_{y+\Delta y} + (q_{\text{ext}}'' + q_{\text{isol}}'')\Delta x\Delta y \quad (54)$$

onde w é a espessura da placa, c o calor específico, q_{ext}'' o fluxo de calor trocado com o meio externo ao trocador de calor e q_{isol}'' o fluxo através do isolamento térmico. Tratando-se de uma análise em regime permanente, o termo à esquerda da equação (54) é nulo. Dividindo então a expressão por $w\Delta x\Delta y$, resulta em:

$$\frac{q''|_x - q''|_{x+\Delta x}}{\Delta x} + \frac{q''|_y - q''|_{y+\Delta y}}{\Delta y} + \frac{q_{\text{ext}}'' + q_{\text{isol}}''}{w} = 0 \quad (55)$$

Analisando a expressão no limite onde $\Delta x \rightarrow 0$ e $\Delta y \rightarrow 0$, pode-se rearranjar a equação acima da seguinte maneira:

$$-\frac{\partial q_x''}{\partial x} - \frac{\partial q_y''}{\partial y} + \frac{q_{\text{ext}}'' + q_{\text{isol}}''}{w} = 0 \quad (56)$$

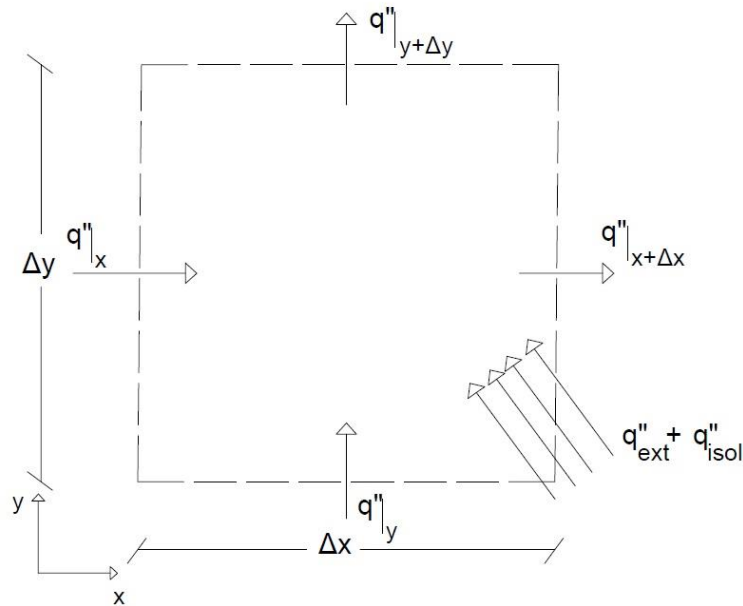
Ainda, da lei de Fourier, sabe-se que:

$$q_x'' = -k \frac{\partial T}{\partial x} \quad (57)$$

De tal forma que a Equação (56) pode ser reescrita como segue:

$$k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + \frac{q_{\text{ext}}'' + q_{\text{isol}}''}{w} = 0 \quad (58)$$

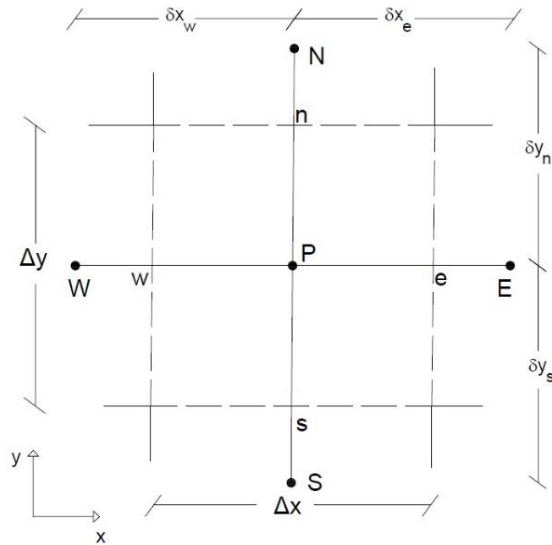
Figura 19 – Balanço de energia em um elemento bidimensional (difusão pura)



A resolução da equação (58) é feita através de uma discretização através do método dos volumes finitos (PATANKAR, 1980). A integração da equação (58) em um volume de controle elementar, conforme mostra a Figura 20, resulta na seguinte expressão:

$$k \left(\frac{\partial T}{\partial x} \Big|_e - \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_w \right) w \Delta y + k \left(\frac{\partial T}{\partial y} \Big|_n - \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_s \right) w \Delta x + (q_{\text{ext}}'' + q_{\text{isol}}'') \Delta x \Delta y = 0 \quad (59)$$

Figura 20 – Volume de controle elementar bidimensional discretizado



As derivadas de primeira ordem podem então ser aproximadas por diferenças nas fronteiras, como segue:

$$\begin{cases} \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_e = \frac{T_E - T_P}{\delta x_e} \\ \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_w = \frac{T_P - T_W}{\delta x_w} \\ \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_n = \frac{T_N - T_P}{\delta y_n} \\ \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_s = \frac{T_P - T_S}{\delta y_s} \end{cases} \quad (60)$$

A equação discretizada pode ser escrita na forma de um sistema linear:

$$a_P T_P = a_E T_E + a_W T_W + a_N T_N + a_S T_S + S \quad (61)$$

sendo os coeficientes $a_E = \frac{kw\Delta y}{\delta x_e}$, $a_W = \frac{kw\Delta y}{\delta x_w}$, $a_N = \frac{kw\Delta x}{\delta y_n}$, $a_S = \frac{kw\Delta x}{\delta y_s}$, $a_P = a_E + a_W + a_N + a_S$, e $S = (q_{\text{ext}} + q_{\text{isol}})\Delta x\Delta y$.

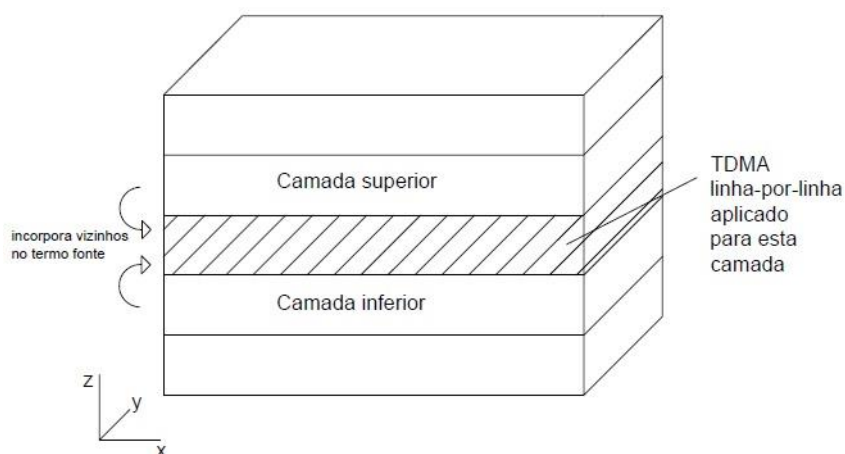
O sistema de equações resultante tem formato pentadiagonal, que neste trabalho foi resolvido iterativamente pelo método TDMA – *Tri Diagonal Matrix Algorithm*, aplicado linha-por-linha (PATANKAR, 1980). As condições de contorno utilizadas foram de fluxo de calor nulo nas extremidades da placa, com os termos de taxa de calor q_{ext} no termo fonte.

3.2.3 Condução no isolamento

A resolução do campo de temperaturas no isolamento térmico também se trata de um problema de difusão pura, envolvendo comumente o uso do método dos volumes finitos.

No entanto, por se tratar de um problema tridimensional, uma sequência de iterações é adicionada para a nova dimensão do problema. Em outras palavras, para cada camada (divisão) na direção Z, o TDMA linha-por-linha, usado em problemas bidimensionais, é aplicado incluindo os termos fontes das camadas superior e inferior (Figura 21).

Figura 21 – Representação do volume considerado no TDMA linha-por-linha para problema tridimensional



3.3 CÔMPUTO DA PERDA DE PRESSÃO BIFÁSICA

3.3.1 Perda de pressão durante a evaporação

Os métodos para cálculo da perda de pressão durante a evaporação podem ser classificados em quatro categorias (SEMPÉRTEGUI-TAPIA, 2016): modelos homogêneos, modelos baseados em multiplicadores bifásicos, correlações empíricas e modelos baseados em análises fenomenológicas. Cada um deles possui suas características e preveem valores distintos, além de terem validade para diferentes faixas de aplicação.

Sempértegui-Tapia e Ribatski (2014) avaliaram diversos métodos de previsão da perda de pressão segundo dados experimentais obtidos em laboratório. Concluíram que o modelo homogêneo de Cicchitti (1960) prevê grande parte dos pontos para diferentes títulos. Porém, ele falha para fluidos diferentes do R134a e para perdas mais elevadas de pressão por unidade de comprimento. O modelo com as melhores previsões foi o de Muller-Steinhagen e Heck (1986), com erros médios menores que 20%, prevendo mais de 85% dos dados nessa faixa.

Os autores prosseguiram então no desenvolvimento de um novo método de previsão da perda de pressão durante a evaporação, tal que diferentes geometrias e refrigerantes fossem válidos, tomando como base o modelo de Muller-Steinhagen e Heck (1986), descrito da seguinte forma:

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{\text{bifásico}} = F(1 - x)^{1/\lambda} + \left(\frac{dp}{dz}\right)_{VO} x^\lambda \quad (62)$$

onde F é definido por:

$$F = \left(\frac{dp}{dz}\right)_{LO} + \omega \left[\left(\frac{dp}{dz}\right)_{VO} - \left(\frac{dp}{dz}\right)_{LO} \right] x \quad (63)$$

onde LO e VO correspondem ao escoamento composto apenas pela fase líquida e por vapor, respectivamente. Nesse modelo, os coeficientes a serem ajustados são ω e λ . Fazendo uso de um banco de dados com 9313 pontos, Muller-Steinhagen e Heck chegaram aos valores 3 e 2, respectivamente para ω e λ . Com o objetivo de estender o modelo para diferentes geometrias e refrigerantes, Sempértegui-Tapia e Ribatski (2014) desenvolveram uma bancada experimental e obtiveram 1468 pontos para diferentes condições de operação. Durante a análise dos resultados, com a avaliação dos parâmetros e sua sensibilidade a outros fatores, os autores notaram que, embora ω sofria variações com a mudança da velocidade mássica, λ não experimentava grandes flutuações. Sendo assim, tomaram como critério o ajuste de um valor fixo para λ , enquanto uma relação de ω com o número de Reynolds do escoamento apenas com vapor (Re_{VO}) se mostrou mais promissora, tomando a seguinte forma:

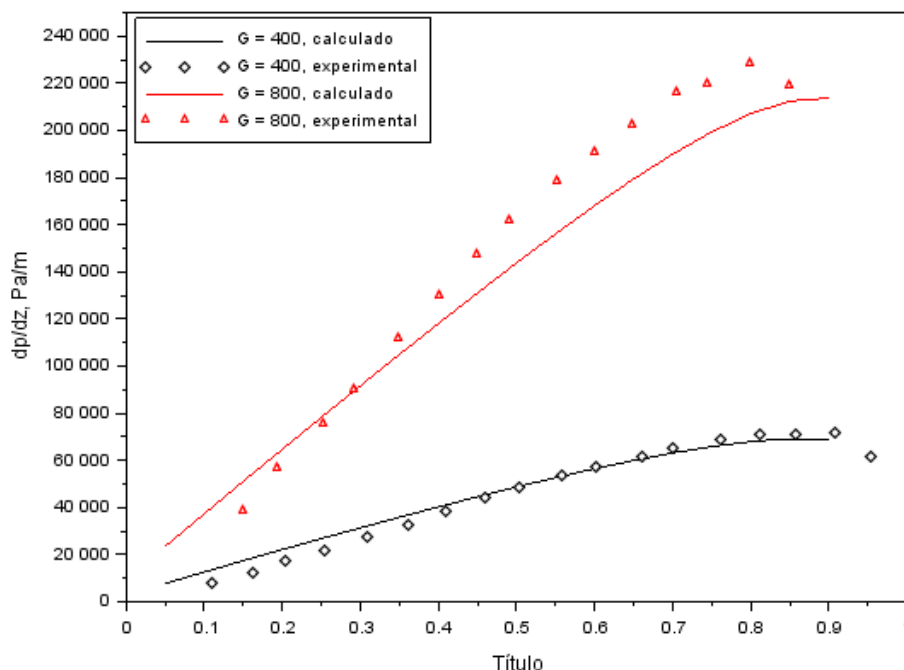
$$\omega = a \cdot e^{b \frac{Re_{VO}}{1000}} \quad (64)$$

O ajuste dos parâmetros segundo os pontos a, b e λ forneceu os valores de 3,013, -4,637 x 10⁻⁶ e 2,31, respectivamente.

No presente trabalho, após implementação do modelo para a perda de pressão, foi feita uma comparação entre os valores calculados e os dados experimentais obtidos por Sempértegui-Tapia (2016) para diferentes fluxos mássicos. Os resultados estão representados na Figura 22.

Os valores calculados reproduzem, em geral, as tendências apresentadas pelos dados experimentais. Embora tenham sido obtidos valores superestimados para baixos títulos, e valores abaixo dos experimentais para títulos maiores, o comportamento reproduzido vai ao encontro das observações do autor. Desta forma, conclui-se que o modelo de previsão para a perda de pressão foi implementado com sucesso.

Figura 22 – Validação do modelo para perda de pressão durante evaporação



3.3.2 Perda de pressão durante a condensação

Como mencionado anteriormente, a diferença entre a condensação em canais convencionais e de tamanhos reduzidos é que, no segundo, o escoamento não atravessa o regime estratificado. Tendo como base esta observação, separa-se os modelos preditivos em duas categorias: os estritamente empíricos e os baseados no padrão de escoamento. Enquanto o primeiro ajusta coeficientes de acordo com dados obtidos experimentalmente – seja através de um multiplicador bifásico ou utilizando como base um modelo já existente – o segundo geralmente pondera a variável desejada entre o valor fornecido em dois regimes distintos (comumente anular e estratificado, cada um representando uma escala do problema).

Kim e Mudawar (2014) analisaram 7115 resultados experimentais em 36 trabalhos diferentes para avaliar a precisão de modelos para previsão da perda de pressão em escoamentos com condensação. Dessa forma, os autores puderam comparar o modelo por eles desenvolvido em 2012 com diferentes trabalhos, como o de Sun e Mishima (2009) e Zhang *et al.* (2010). Seu modelo mostrou boa aplicabilidade para diâmetros de 0,0695 a 6,22 milímetros, faixa condizente com a escala deste trabalho.

O modelo de Kim e Mudawar (2012) baseia-se no modelo de caráter semi-empírico de Lockhart e Martinelli (1949), onde a perda de pressão bifásica consiste no produto do gradiente de pressão monofásico com um multiplicador bifásico:

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{\text{bif}} = \left(\frac{dp}{dz}\right)_V \phi_V^2 \quad (65)$$

$$\phi_V^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2} \quad (66)$$

Para estender a modelagem para canais de menores dimensões, Kim e Mudawar modificaram a constante C, fazendo uso de diferentes agrupamentos adimensionais para considerar efeitos que ganham importância conforme o tamanho do sistema diminui. Após ajustes do modelo com os 7115 resultados experimentais, Kim e Mudawar consideraram que os números de Reynolds e de Suratman, além da razão entre a densidade das fases fornecem previsões adequadas para diferentes situações. No entanto, o regime de cada fase deve ser determinado, e uma expressão de C deve ser empregada para cada condição, conforme mostra a Tabela 3.

Tabela 3 – Valores de C para cada situação de escoamento bifásico

Fase líquida	Fase de vapor	C
Laminar	Laminar	$3,5 \cdot 10^{-5} \text{Re}_{\text{LO}}^{0,44} \text{Su}_{\text{VO}}^{0,50} \left(\frac{\rho_L}{\rho_V}\right)^{0,48}$
Laminar	Turbulento	$0,0015 \text{Re}_{\text{LO}}^{0,59} \text{Su}_{\text{VO}}^{0,19} \left(\frac{\rho_L}{\rho_V}\right)^{0,14}$
Turbulento	Laminar	$8,7 \cdot 10^{-4} \text{Re}_{\text{LO}}^{0,17} \text{Su}_{\text{VO}}^{0,50} \left(\frac{\rho_L}{\rho_V}\right)^{0,14}$
Turbulento	Turbulento	$0,39 \text{Re}_{\text{LO}}^{0,03} \text{Su}_{\text{VO}}^{0,10} \left(\frac{\rho_L}{\rho_V}\right)^{0,35}$

Fonte: KIM e MUDAWAR (2012)

Ainda, define-se X, o parâmetro de Lockhart-Martinelli, usado na equação (66), da seguinte forma:

$$X^2 = \frac{(dp/dz)_L}{(dp/dz)_G} \quad (67)$$

onde os gradientes de perda de pressão monofásicos podem ser determinados a partir da definição do fator de atrito:

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_L = -\frac{2f_L v_L G^2 (1-x)^2}{D_h} \quad (68)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_V = -\frac{2f_V v_V G^2 x^2}{D_h} \quad (69)$$

onde f é o fator de atrito de Darcy, v o volume específico, G o fluxo mássico, x o título e D_h o diâmetro hidráulico.

É importante ainda empregar correlações adequadas para o fator de atrito conforme o regime de escoamento apresentado por cada uma das fases.

3.4 COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Em aplicações macroscópicas, escoamentos sob mudança de fase tipicamente apresentam uma intensificação na troca de calor, quando comparados com escoamentos monofásicos. Isso ocorre devido aos efeitos combinados do calor latente, juntamente com os efeitos de empuxo durante a mudança de fase, que ocorrem em virtude da tensão superficial na interface e da diferença de densidade entre as fases (INCROPERA *et al.*, 2007).

Para menores escalas, tal conclusão também se aplica. Por exemplo, um escoamento laminar de água em um canal quadrado de largura igual a 200 μm fornece um coeficiente de transferência de calor da ordem de $10^5 \text{ W/m}^2\text{K}$, enquanto em um escoamento com evaporação o coeficiente assume valores da ordem de $10^6 \text{ W/m}^2\text{K}$ (STEINKE e KANDLIKAR 2004).

De forma similar à perda de pressão, é necessário realizar uma seleção de uma correlação adequada para cada regime de escoamento, de acordo com o problema considerado. Para os trechos monofásicos, neste trabalho foi escolhido o modelo de Dittus-Boelter (1930), dado através da seguinte equação:

$$h_{LO} = 0,023 \text{Re}_{LO}^{0,8} \text{Pr}_L^{0,4} \frac{k_L}{D_h} \quad (70)$$

Novamente, a seleção para os regimes com mudança de fase foi feita de forma mais detalhada e cuidadosa, levando em conta os diversos fatores que interferem na aplicação de cada modelo.

3.4.1 Coeficiente de transferência de calor durante a evaporação

Antes do desenvolvimento de uma nova correlação para previsão da transferência de calor durante a evaporação, Sempértegui-Tapia (2016) comparou e avaliou a precisão de alguns

modelos existentes contra seus resultados experimentais, obtidos para diferentes geometrias e fluidos refrigerantes. Como conclusão, ressalta que há modelos que fornecem alguns resultados satisfatórios – como Sun e Mishima (2009), Kim e Mudawar (2013) e Kanizawa *et al.* (2016) – embora algumas condições geométricas ou fluidos utilizados pelo autor em sua bancada experimental não sejam descritos pelos métodos existentes.

De forma semelhante ao método para cálculo da perda de pressão, Sempértegui-Tapia (2016) desta vez adaptou seus resultados experimentais ao modelo de Kanizawa *et al.* (2016), de forma a estender sua precisão, além de buscar a inclusão do R600a e a geometria triangular para a seção transversal.

O novo modelo proposto não utiliza o método de Saitoh *et al.* (2007), segundo o qual o coeficiente bifásico de transferência de calor é descrito como uma composição linear entre os coeficientes de troca de calor sob o regime de ebulição convectiva e de ebulição nucleada. Isso porque, segundo observação de Sempértegui-Tapia (2016), a transição entre os regimes deve ser considerada como mais abrupta do que o comportamento linear. Logo, o autor emprega um expoente assintótico de 2ª ordem, seguindo a recomendação de Liu e Winterton (1991):

$$h_{bif} = [(Fh_c)^2 + (Sh_{nb})^2]^{0,5} \quad (71)$$

onde F e S correspondem ao fatores de intensificação de efeitos convectivos e de supressão de efeitos de ebulição nucleada, respectivamente.

Em ambos os casos, manteve-se o formato da correlação apresentada por Kanizawa *et al.* (2016):

$$F = 1 + \frac{c_{f,1} X_{tx}^{c_{f,2}}}{1 + We_{uG}^{c_{f,3}}} \quad (72)$$

$$S = \frac{c_{s,1} Bd^{c_{s,2}}}{1 + c_{s,3} (10^{-4} Re_L F^{1,25})^{c_{s,4}}} \quad (73)$$

sendo We o número de Weber, Bd o número de Bond e $c_{f,1}$, $c_{f,2}$, $c_{f,3}$, $c_{s,1}$, $c_{s,2}$, $c_{s,3}$ e $c_{s,4}$ coeficientes a serem ajustados a partir dos dados experimentais. Através do método dos mínimos quadrados, os valores obtidos, foram respectivamente 2,55, -1,04, -0,194, 1,427, 0,032, 0,1086 e 0,981.

Para o cálculo do número de Weber, presente na equação (72), a fração de vazio α foi estimada segundo o modelo de Kanizawa e Ribatski (2016):

$$\alpha = \left[1 + 1,021 \text{Fr}_m^{0,092} \left(\frac{\mu_L}{\mu_V} \right)^{-0,368} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0,333} \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,666} \right]^{-1} \quad (74)$$

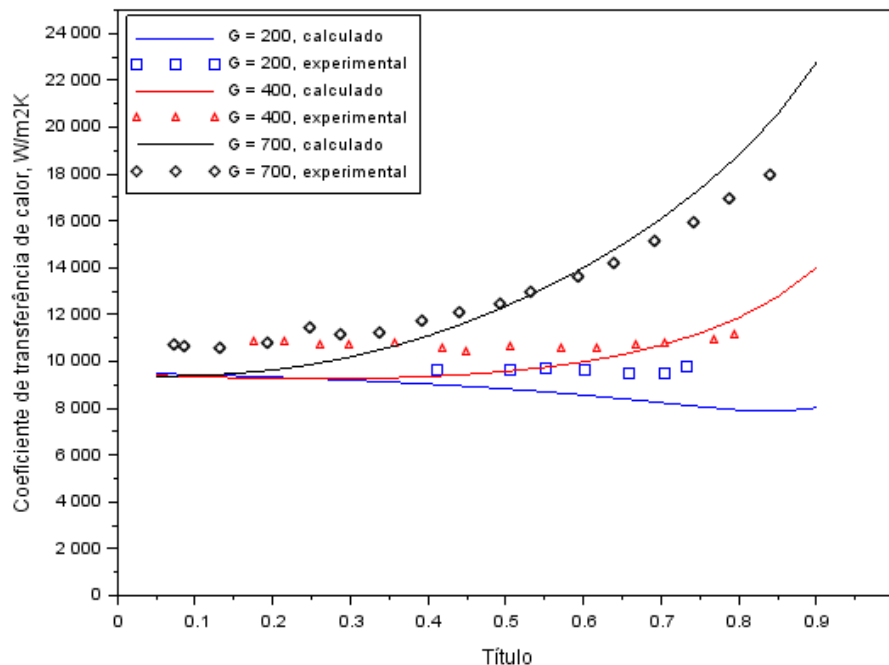
Repara-se ainda que, no cálculo do parâmetro de Lockhart e Martinelli X , fez-se uso da recomendação de Da Riva *et al.* (2012), para escoamento turbulento para a fase líquida.

O coeficiente de transferência de calor para a ebulição convectiva foi estimado usando a correlação de Dittus-Boelter (1930), conforme mostrado na equação (70). Finalmente, para a transferência de calor sob ebulição nucleada, seguiu-se a recomendação de Saitoh *et al.* (2007), que utiliza a correlação de Stephan e Abdelsalam (1980) para a estimativa do coeficiente de transferência de calor para refrigerantes compostos por hidrocarbonetos:

$$h_{eb,nuc} = 207 \frac{k_L}{D_h} \left(\frac{\Phi D_h}{k_L T_{sat}} \right)^{0,745} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0,581} \left(\frac{\mu_L \rho_L c_{pL}}{\rho_L k_L} \right)^{0,533} \quad (75)$$

Novamente, após implementação do modelo para a transferência de calor, uma comparação entre os valores calculados e alguns dados experimentais foi realizada. Os resultados estão representados na Figura 23.

Figura 23 – Validação do modelo para transferência de calor durante evaporação



De forma similar ao modelo da perda de pressão durante a evaporação, notam-se as pequenas superestimativas do modelo matemático para títulos menores, enquanto que, para títulos maiores, é observado o contrário, em ambos os casos com boa captação das tendências

dos dados experimentais. Tais comportamentos são condizentes com o obtido por Sempértegui-Tapia (2016), de forma que o modelo implementado reproduz de forma correta o método original.

3.4.2 Coeficiente de transferência de calor durante a condensação

Em uma análise recente, Ribatski e Silva (2016) compararam os resultados de diversos métodos para a previsão da transferência de calor com diferentes dados experimentais, para múltiplas condições de operação. Como resultado, observaram que o método baseado no padrão de escoamento de Cavallini *et al.* (2006) apresentou a maior precisão dentre os estudados, sendo a opção recomendada em casos de projeto de trocadores de calor em pequenas escalas.

No modelo desenvolvido por Cavallini *et al.* (2006), é determinado um valor de transição entre o regime em que predominam os efeitos gravitacionais e o regime onde os efeitos viscosos são predominantes. Segundo os autores, tal ponto depende da velocidade superficial de vapor j_V , e o critério de transição é função do parâmetro de Martinelli X :

$$j_V^T = \left[\left(\frac{7,5}{4,3X^{1,111}} + 1 \right)^{-3} + C_T^{-3} \right]^{-1/3} \quad (76)$$

sendo C_T definido conforme a substância em questão. Para hidrocarbonetos, C_T assume valor igual a 1,6. Caso seja qualquer outro fluido, C_T é igual a 2,6.

Assim, quando a velocidade superficial de vapor é superior àquela determinada na equação (76), os efeitos viscosos predominam na condensação, dando origem ao escoamento anular, e o coeficiente de transferência de calor é dado pela equação:

$$h_{\text{anular}} = h_{LO} \left[1 + 1,128x^{0,817} \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{0,3685} \left(\frac{\mu_L}{\mu_V} \right)^{0,2363} \left(\frac{1 - \mu_V}{\mu_L} \right)^{2,144} Pr_L^{-0,1} \right] \quad (77)$$

E, caso a velocidade superficial seja inferior à de transição, efeitos gravitacionais atuam no escoamento, de forma que o coeficiente de transferência de calor resultante é uma ponderação entre os coeficientes de escoamento anular (Equação (77)) e escoamento estratificado, dado por:

$$h_{\text{estrat}} = 0,725 \left[1 + 0,741 \left(\frac{1 - x}{x} \right)^{0,3321} \right]^{-1} \left[\frac{k_L^3 \rho_L (\rho_L - \rho_V) g i_{LV}}{\mu_L D_h (T_{\text{sat}} - T_{\text{parede}})} \right]^{0,25} + (1 - x^{0,087}) h_{LO} \quad (78)$$

O coeficiente de transferência de calor resultante é escrito, portanto, da seguinte forma:

$$h_{\text{res}} = \left[h_{\text{anular}} \left(\frac{j_V^T}{j_V} \right)^{0,8} - h_{\text{estrat}} \right] \left(\frac{j_V}{j_V^T} \right) + h_{\text{estrat}} \quad (79)$$

Importante notar que h_{LO} corresponde ao coeficiente de transferência de calor monofásico correspondente ao escoamento de líquido apenas, também estimado segundo a correlação de Dittus-Boelter (1930), descrita pela equação (70).

3.5 CONDIÇÕES DE CONTORNO

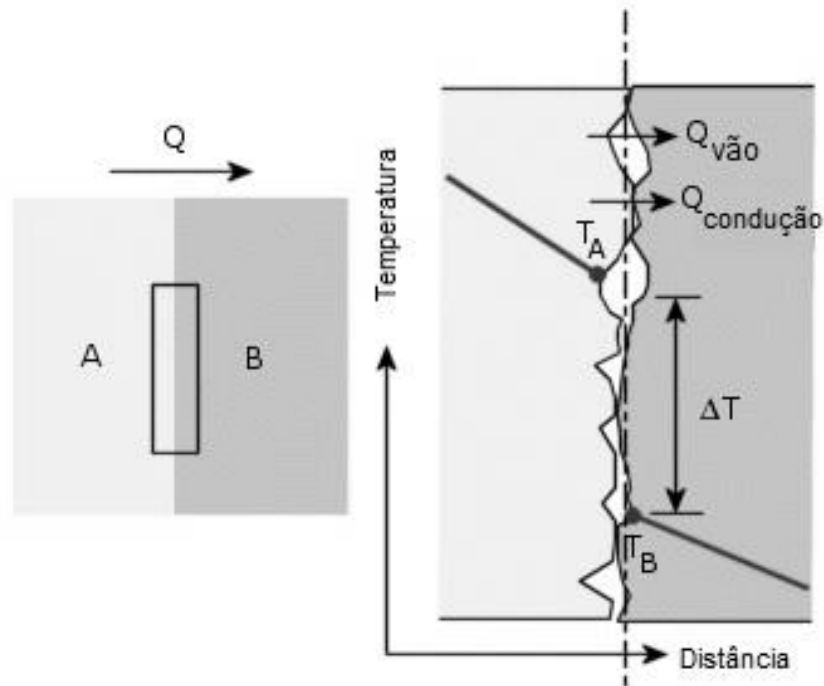
Por fim, para resolução da transferência de calor nos trocadores, é necessário ainda determinar as condições de operação a que estão submetidos, o que depende da aplicação e das restrições, como espaço ou custo.

3.5.1 Condições de contorno para o evaporador

Como o evaporador é montado sobre o chip do processador, que se encontra a uma temperatura elevada, ele é responsável por absorver o calor gerado por este componente eletrônico para mantê-lo em temperaturas aceitáveis. Devido a esse tipo de montagem, elevadas taxas de transferência de calor podem ser observadas, limitadas pelas resistências térmicas envolvidas. São elas: a condutiva, a de contato e a convectiva. A condução de calor ocorre em dois trechos distintos: ao longo do material onde o calor é gerado e do evaporador. Empregando materiais com boas propriedades de condução de calor, esta resistência torna-se bastante pequena. No entanto, na região entre os dois materiais existe um ponto de transição, onde o calor encontra uma resistência adicional, chamada de resistência de contato (Figura 24).

A resistência de contato depende do tipo de união entre as duas superfícies, e é crucial em diversas pesquisas voltadas para o resfriamento de eletrônicos. Valores medidos para diferentes interfaces sólido-sólido são mostrados na Tabela 4. No presente trabalho serão exploradas as formas com que diferentes resistências de contato influenciam o desempenho do sistema de refrigeração.

Figura 24 – Representação da resistência de contato



Fonte: INCROPERA et al. (2007)

Tabela 4 – Resistência de contato para diferentes interfaces

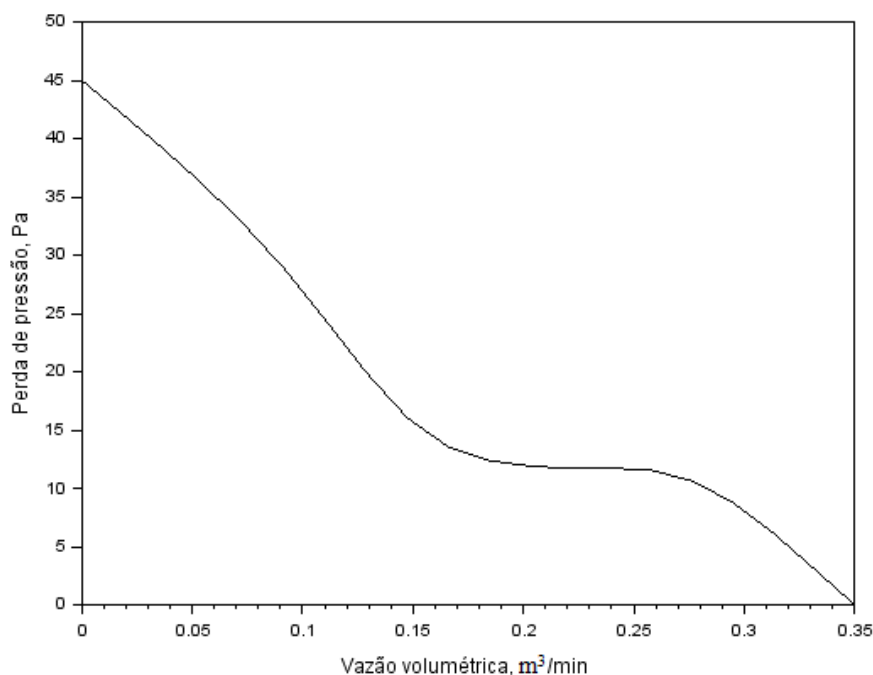
Interface	$R \times 10^4 \left(\frac{m^2 K}{W} \right)$
Chip de silício – Alumínio esmerilhado com ar (EID <i>et al.</i> , 1986)	0,3 – 0,6
Alumínio – Alumínio com preenchimento com folha de índio (FRIED, 1969; SNAITH <i>et al.</i> , 1984)	~0,07
Aço inoxidável – Aço inoxidável c/ preenchimento com folha de índio (FRIED, 1969; SNAITH <i>et al.</i> , 1984)	~0,04
Alumínio – Alumínio com graxa Dow Corning 340 (FRIED, 1969; SNAITH <i>et al.</i> , 1984)	~0,07
Aço inoxidável – Aço inoxidável com graxa Dow Corning 340 (FRIED, 1969; SNAITH <i>et al.</i> , 1984)	~0,04
Chip de silício – Alumínio com 0,02 mm de epóxi (Peterson <i>et al.</i> , 1987)	0,2 – 0,9

3.5.2 Condições de contorno para o condensador

No caso do condensador, o calor é rejeitado para o ambiente externo, sendo dominado pelos efeitos de convecção. Em aplicações de refrigeração doméstica, geralmente a convecção é a natural e apresenta valores baixos para o coeficiente de troca de calor. Isto não representa grandes problemas, já que a área disponível para troca de calor também é maior e de fácil fabricação. Os custos gerados para sua produção, em alguns casos, compensam a ausência de um ventilador, por exemplo.

Em sistemas de escalas reduzidas, no entanto, não há a disponibilidade para grandes áreas de trabalho, o que demanda a intensificação da troca de calor do lado externo, descartando a convecção natural. Assim, o emprego de um ventilador mostrou-se necessário. Neste trabalho, foi adotado um ventilador axial, comumente empregado em aplicações de eletrônicos, cuja curva de vazão está representada na Figura 25.

Figura 25 – Curva do ventilador AFB0512MB-F00 empregado



Fonte: Delta Electronics (2004)

Como a curva do ventilador é obtida para uma rotação de referência, faz-se necessário empregar as chamadas “leis dos ventiladores” (MCQUISTON *et al.*, 2005) caso haja interesse em alteração da rotação.

As leis dos ventiladores derivam de relações de similaridade entre ventiladores de dimensões diferentes. Para o caso da primeira lei dos ventiladores, toma-se um mesmo

diâmetro, mas velocidades de rotação diferentes, tal que a vazão volumétrica pode ser expressa a partir da seguinte relação.

$$\dot{V}_2 = \dot{V}_1 \left(\frac{N_2}{N_1} \right) \quad (80)$$

Por sua vez, a maneira como a pressão e a potência são influenciadas pela rotação é denotada pelas equações (81) e (82), respectivamente:

$$\Delta p_2 = \Delta p_1 \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^2 \quad (81)$$

$$W_2 = W_1 \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^3 \quad (82)$$

Como existe a necessidade de se aumentar a área de troca de calor do lado externo, a inclusão de aletas foi também considerada no caso do condensador. O formato das aletas assumido inclui o uso de venezianas (ou “louver fins”), cujo desempenho termo-hidráulico foi modelado por Kim e Bullard (2002).

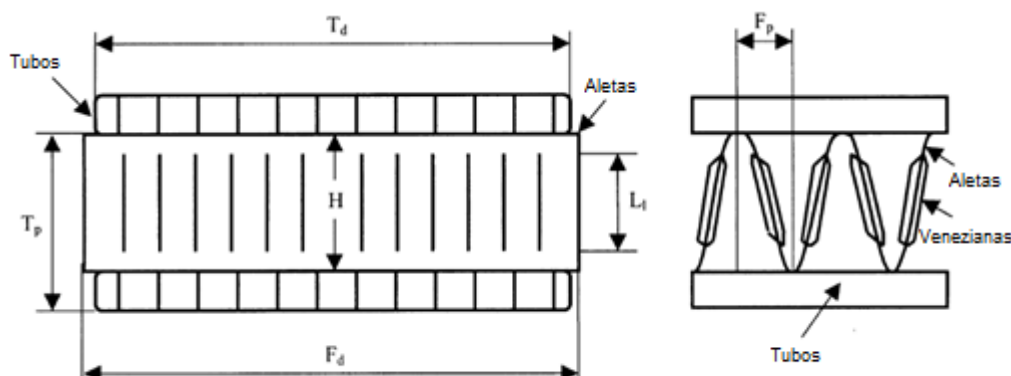
Os autores expressam o coeficiente de transferência de calor e a perda de pressão através dos fatores j e f , tomando como comprimento característico o passo entre as venezianas (L_p , ou *louver pitch*):

$$j = \text{Re}_{L_p}^{-0,487} \left(\frac{L_\alpha}{90} \right)^{0,257} \left(\frac{F_p}{L_p} \right)^{-0,13} \times \left(\frac{H}{L_p} \right)^{-0,29} \left(\frac{F_d}{L_p} \right)^{-0,235} \left(\frac{L_l}{L_p} \right)^{0,68} \left(\frac{T_p}{L_p} \right)^{-0,279} \left(\frac{\delta_f}{L_p} \right)^{-0,05} \quad (83)$$

$$f = \text{Re}_{L_p}^{-0,781} \left(\frac{L_\alpha}{90} \right)^{0,444} \left(\frac{F_p}{L_p} \right)^{-1,682} \left(\frac{H}{L_p} \right)^{-1,22} \left(\frac{F_d}{L_p} \right)^{0,818} \left(\frac{L_l}{L_p} \right)^{1,97} \quad (84)$$

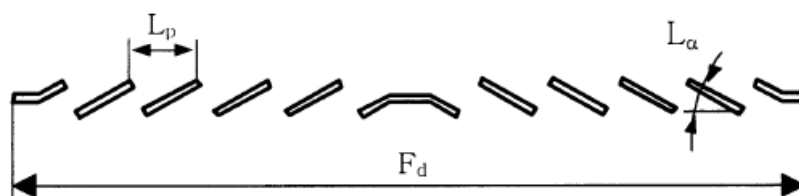
Os parâmetros geométricos referenciados nas equações (83) e (84) estão representado nas Figura 26 e Figura 27.

Figura 26 – Parâmetros geométricos usados no modelo das aletas com venezianas



Fonte: KIM e BULLARD (2002)

Figura 27 – Detalhes das venezianas do trocador de calor em questão



Fonte: KIM e BULLARD (2002)

Nota-se diretamente a forma como alguns aspectos geométricos afetam a transferência de calor e a perda de pressão. Por exemplo, enquanto uma maior altura de aleta (H) tenha influência negativa na transferência de calor, menores fatores de atrito são observados. Um maior comprimento total das aletas (F_d), no entanto, piora o desempenho do trocador de calor em ambos os aspectos.

3.6 SÍNTESE DO CAPÍTULO

A modelagem necessária para a inclusão dos parâmetros geométricos que envolve o evaporador e o condensador foi desenvolvida neste capítulo. O método proposto alterna entre a resolução do escoamento do refrigerante e a condução de calor no restante da placa, sendo resolvidos de forma uni e bidimensional, respectivamente.

A fim de resolver as equações governantes para cada volume, fez-se uma busca por correlações para perda de pressão e transferência de calor em escoamentos com mudança de fase. Métodos foram selecionados e foram descritos neste capítulo, bem como sua implementação no algoritmo desenvolvido. Para fechamento do sistema de equações, as condições de contorno foram estabelecidas para a aplicação selecionada (resfriamento de eletrônicos) e apresentadas ao final do capítulo.

4 PROJETO TERMODINÂMICO DOS TROCADORES DE CALOR

Neste capítulo, os trocadores de calor foram dimensionados com base nos modelos apresentados no capítulo anterior. Para estreitar a influência de outras variáveis sobre o sistema, os processos de compressão e de expansão foram considerados como ideais, *i.e.*, isentrópico e isentálpico, respectivamente (tal qual definidos no segundo capítulo).

A temperatura do chip foi mantida em 40°C, dentro da faixa classificada como “segura” em condições de baixa carga de processamento por fabricantes de processadores de computadores domésticos, enquanto a temperatura do ambiente externo foi mantida em 25°C (INTEL, 2017; AMD, 2017). Ainda nesta etapa, os parâmetros do compressor (rotação e volume da câmara) foram fixados de antemão de tal forma a manter as taxas de troca de calor próximas às observadas em processadores reais.

A ideia inicial das simulações consiste na seleção da configuração mais adequada para os trocadores de calor em condições ideais de operação (ΔT_{sup} e ΔT_{sub} nulos). A configuração mencionada consiste na circuitagem do refrigerante nos trocadores de calor, considerando as dimensões do chip do processador fixas em 5,0 x 5,0 cm. Como critérios de avaliação são utilizados os parâmetros de desempenho termodinâmico de sistemas de refrigeração (COP e η), introduzidos na seção 2.1.5.

Nota-se que, no presente trabalho, a temperatura do reservatório em contato com o evaporador (T_F) corresponde à do chip do processador, enquanto a temperatura do reservatório em contato com o condensador (T_H) é a do ambiente externo, uma vez que o objetivo consiste em intensificar a remoção de calor de uma superfície de eletrônicos. Desta forma, as definições dadas para $\text{COP}_{\text{Carnot}}$ e η_{II} na seção 2.1.5 não são aplicáveis ao problema, já que $T_F > T_Q$. Sendo assim, foi considerado como parâmetro de comparação o desempenho de uma máquina internamente reversível, fazendo uso das equações (27) e (28).

O fluido empregado no presente trabalho foi o R134a. Quando comparado com fluidos como a água e o FC-72 (fluido comumente aplicado para refrigeração de sistemas eletrônicos), o R134a possui maior calor latente por unidade de volume, requerendo menores potências de bombeamento para uma mesma taxa de transferência de calor. Soma-se a isso as suas boas propriedades dielétricas, essenciais para compatibilidade com a aplicação em sistemas eletrônicos (CAMPBELL *et al.*, 2007). Além disso, o R134a não é tóxico, nem inflamável, característica que o separa de fluidos alternativos, como a amônia, o R600a e o R290. Com uma temperatura crítica em torno de 100°C, há uma faixa relativamente extensa para uso do

refrigerante escolhido, levando em conta as temperaturas dos reservatórios e o diferencial entre as temperaturas de saturação.

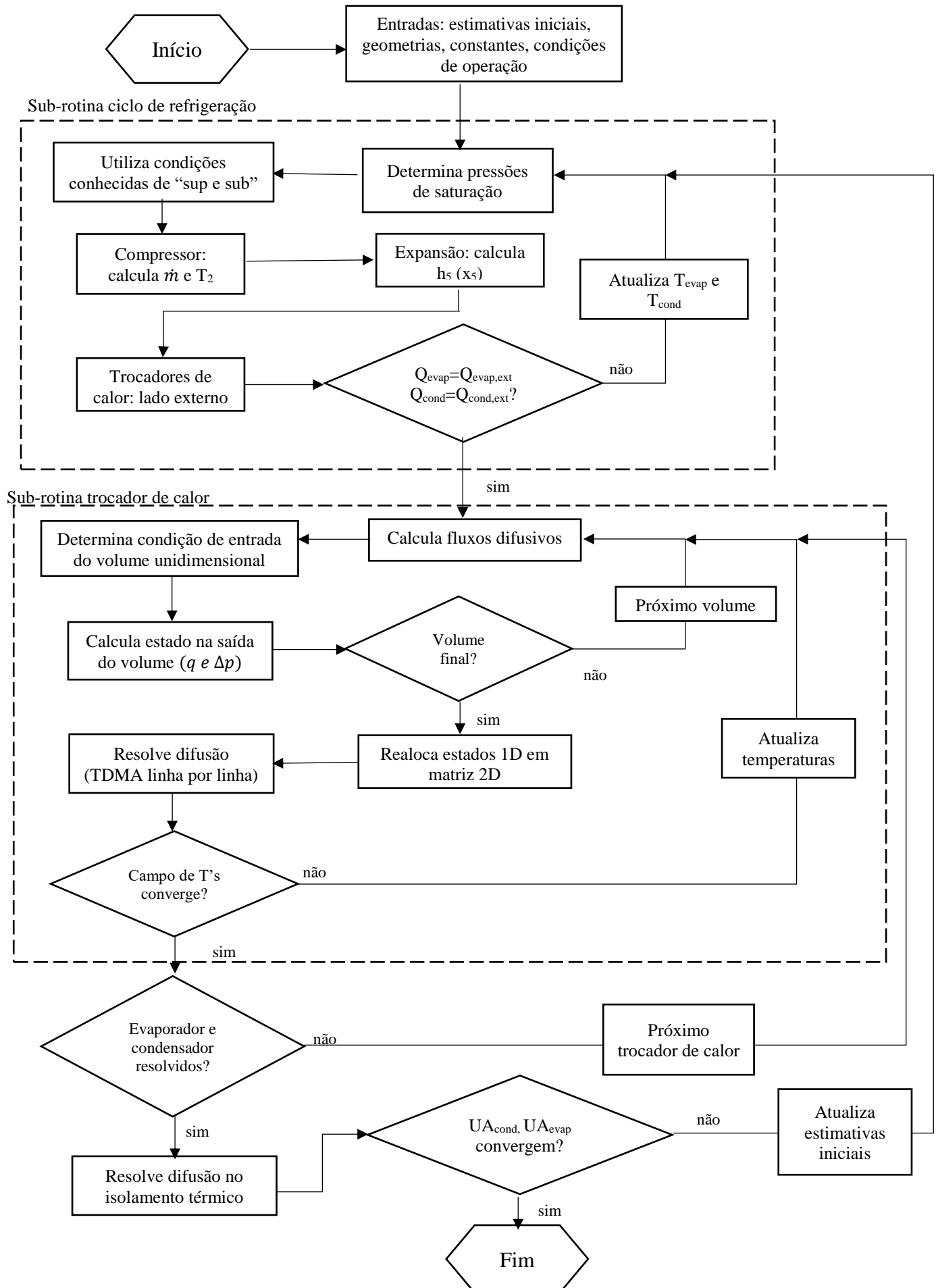
Adicionalmente, o R134a consiste no fluido mais explorado em aplicações em macro e microescalas, sendo objeto de inúmeros estudos com objetivo de modelagem dos seus comportamentos de transferência de calor e de perda de pressão. Sendo assim, sua seleção se encaixa no escopo do presente trabalho, já que a base de modelos bem estabelecidos na literatura permite que o foco resida no comportamento do próprio sistema, sem maiores preocupações a respeito da precisão dos métodos de previsão escolhidos. Contudo, sabe-se que o R134a deve ser retirado do mercado em um futuro próximo, trazendo a necessidade de substituição futura.

4.1 ALGORITMO DE SIMULAÇÃO DO SISTEMA

O algoritmo seguido para simulação do sistema de refrigeração se baseia em três sub-rotinas inter-relacionadas através de um laço externo, como representado no fluxograma da Figura 28.

Cada um dos laços iterativos envolvidos possui seu próprio critério de convergência, em geral envolvendo o cálculo das temperaturas envolvidas. No laço iterativo global, o máximo erro relativo entre as condutâncias dos trocadores de calor em cada iteração foi calculado, com a constatação da convergência para erros inferiores a 0,1%.

Figura 28 – Fluxograma de simulação de sistema mesoscópico com compressão e expansão ideais



4.2 EVAPORADOR

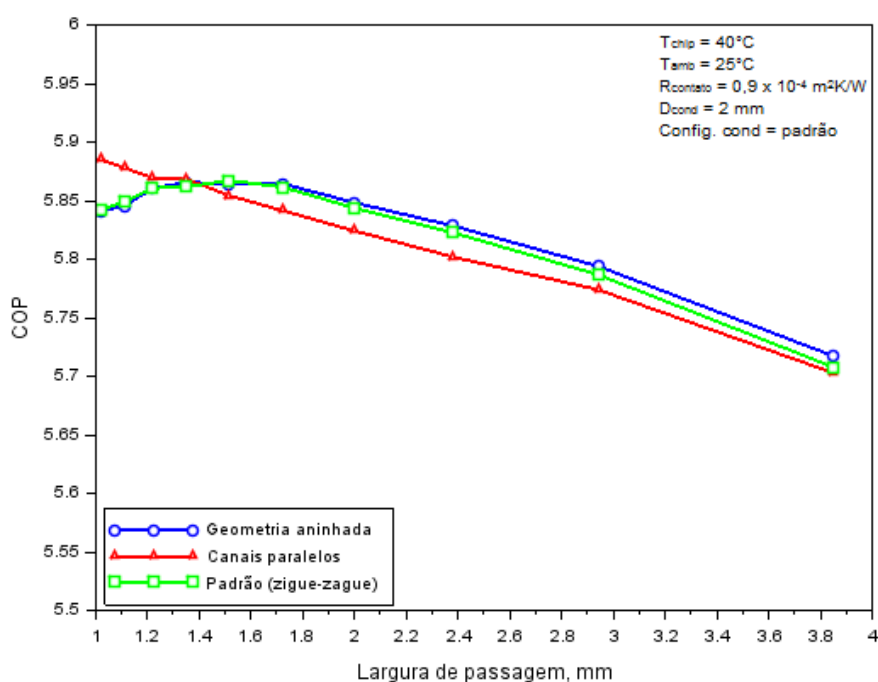
4.2.1 Influência da largura de passagem e da circuitagem

Em uma primeira análise, as simulações foram focadas no evaporador. Para uma dada área de canal (em torno de 50%), as três configurações foram consideradas e o diâmetro variado gradualmente. A configuração do condensador foi mantida fixa ao longo desta seção.

A Figura 29 ilustra os resultados obtidos para cada configuração do evaporador, fazendo uso de um condensador com 25 volumes de controle (resultando em largura de passagem de 2,0 mm) e circuito padrão de refrigerante.

Tendo como limite inferior o valor de transição para a microescala (em torno de 0,9 mm), o melhor desempenho global devido ao evaporador é dado para a configuração de canais paralelos, com o menor diâmetro de passagem possível. Interessante notar ainda a inflexão apresentada pela configuração padrão e aninhada, que possuem um ponto de máximo para diâmetros da ordem de 1,5 mm, antes de assumir valores menores.

Figura 29 – Valores de COP para diferentes configurações do evaporador (condensador com largura de passagem de 2,0 mm)



Simulação semelhante foi realizada com o emprego de um condensador com a menor largura de passagem considerada, 1,02mm (empregando 49 volumes de controle), mas também com a configuração padrão. Os resultados para o COP são mostrados na Figura 30.

Desta vez, valores de COP maiores são obtidos, já que o condensador apresenta um desempenho melhor (este fato é melhor esclarecido na seção seguinte, 4.3). Em geral, o comportamento é semelhante ao caso anterior, sendo mais evidenciados os pontos ótimos das geometrias aninhada e padrão. Contudo, nota-se ainda que os valores máximos do COP para as geometrias padrão e aninhada, neste caso, se deram para diâmetros ligeiramente maiores, cerca de 1,4 mm.

Ainda na Figura 30 são ilustrados os valores de $\eta_{\text{int,rev}}$. Nota-se que a configuração de canais paralelos leva ao comportamento que mais se aproxima de uma máquina internamente reversível. Ainda, conforme a largura de passagem diminui, ambas as configurações de canal único experimentam quedas abruptas de $\eta_{\text{int,rev}}$. Isto fica esclarecido observando as temperaturas de saturação (Figura 31). $\eta_{\text{int,rev}}$ sofre quedas devido ao aumento da temperatura de evaporação, amenizado pelo efeito na temperatura de condensação. Para pequenas larguras de passagem, $\text{COP}_{\text{int,rev}}$ aumenta consideravelmente, causando valores menores de $\eta_{\text{int,rev}}$. Sob o ponto de vista das irreversibilidades internas, portanto, nota-se que o emprego de múltiplos canais em trocadores de calor de tamanho reduzido é benéfico ao sistema, mesmo sendo observada uma leve queda com larguras menores. Infere-se, portanto, que as fontes externas de irreversibilidades são as responsáveis pela inversão do comportamento do COP.

Algumas observações foram feitas a respeito da inflexão presente no COP para as geometrias aninhada e padrão:

- (i) Como apontado por Chow *et al.* (2009), isto ocorre porque as perdas de pressão aumentam drasticamente a partir de certa redução, se comparados com os menores ganhos na transferência de calor;
- (ii) Nessas configurações, as maiores perdas de pressão resultam em uma menor pressão de sucção (Figura 32) que, por sua vez, tem como consequência um maior volume específico na entrada do compressor. Como consequência, menores vazões mássicas são observadas, como demonstrado na equação (11);
- (iii) Na configuração de canais paralelos, o fluxo de massa é menor (pois é dividido entre os múltiplos canais), logo o coeficiente de transferência de calor é reduzido ao longo de todo o espectro de diâmetros considerado, mas as perdas devido ao atrito também são menores.

É importante salientar que a observação (ii) é válida para um compressor ideal. Caso contrário, haveria de se considerar o a relação entre as eficiências de trabalho com a pressão de sucção e a razão de pressões. Sendo assim, nesta etapa, a configuração selecionada para o evaporador foi a de canais paralelos com 1,02 mm de largura de passagem, já que o seu COP se mostrou superior aos demais.

Figura 30 –Valores de COP (acima) e $\eta_{\text{int,rev}}$ (abaixo) para diferentes configurações do evaporador (condensador com largura de passagem de 1,02 mm)

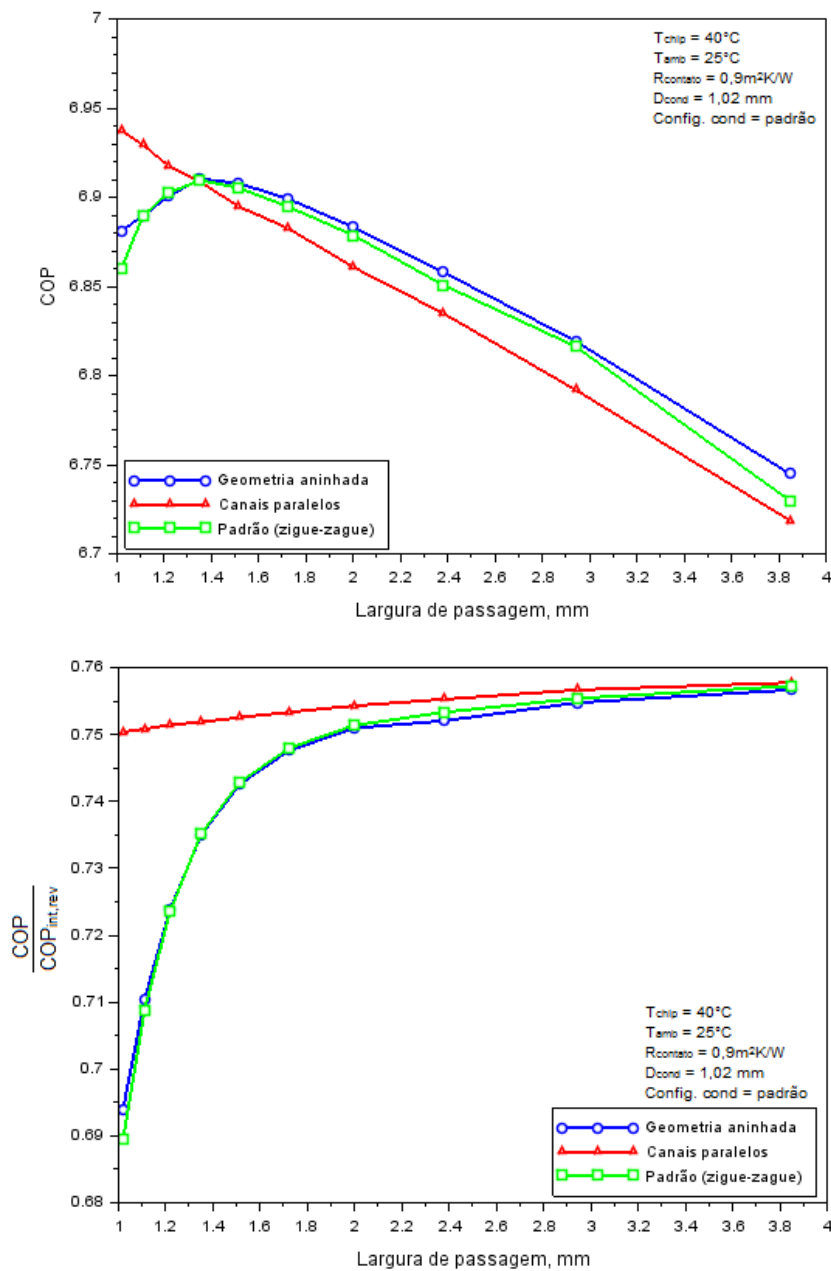


Figura 31 – Temperaturas médias de condensação (acima) e evaporação (abaixo) para diferentes configurações do evaporador (condensador com largura de passagem de 1,02 mm)

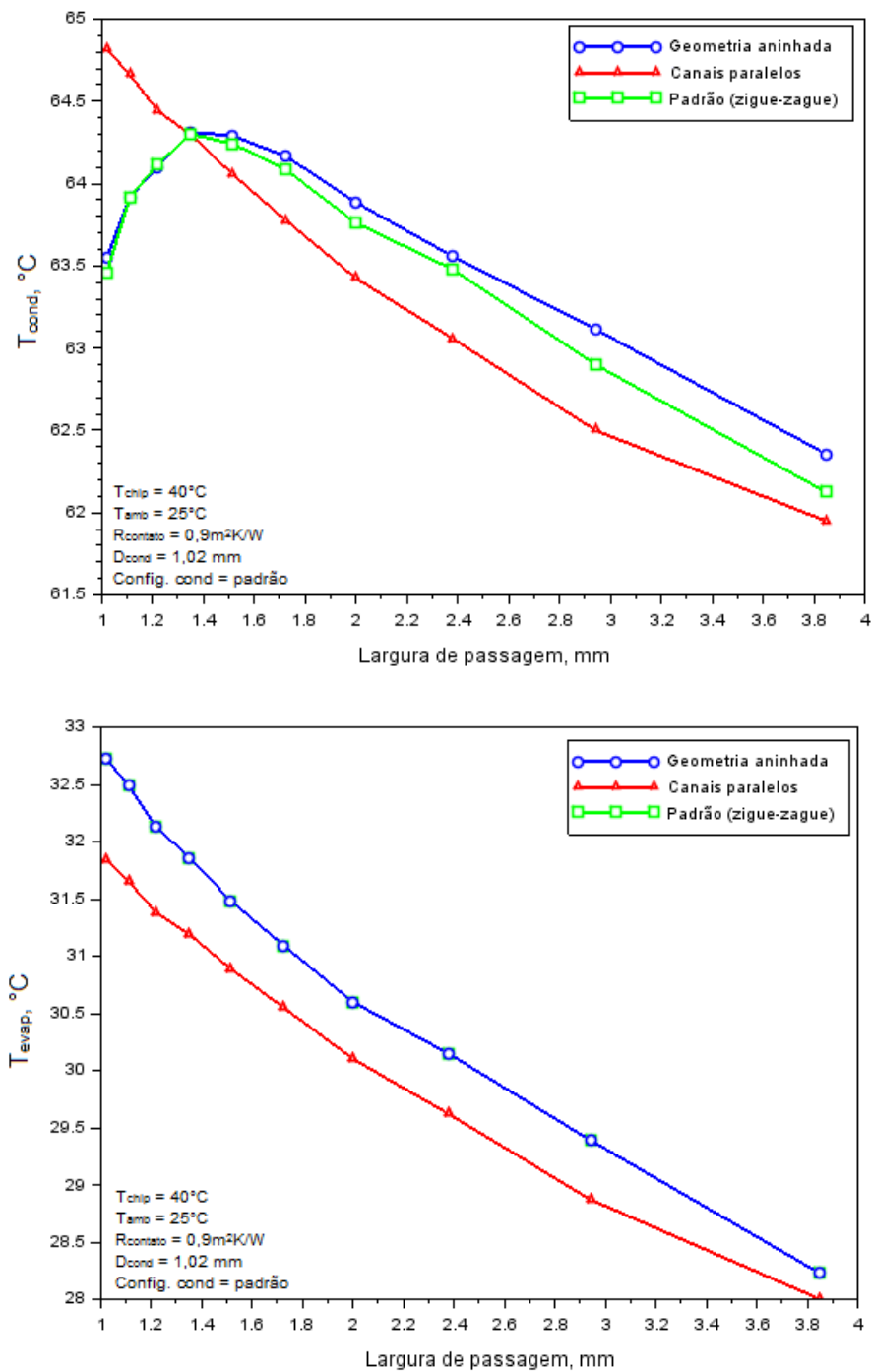
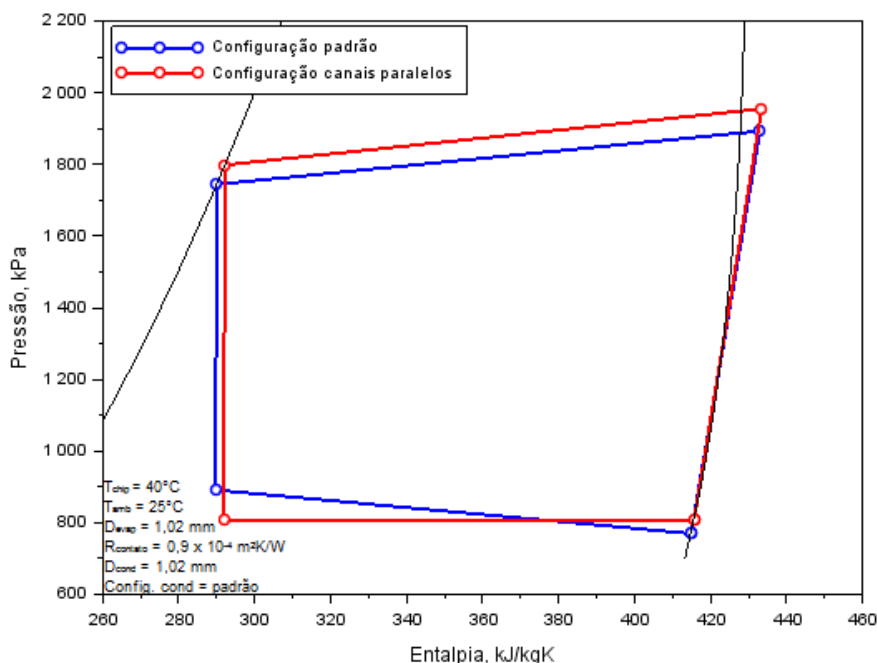


Figura 32 – Diagrama p-h para diferentes configurações dos canais do evaporador, mesma largura de passagem (1,02 mm)

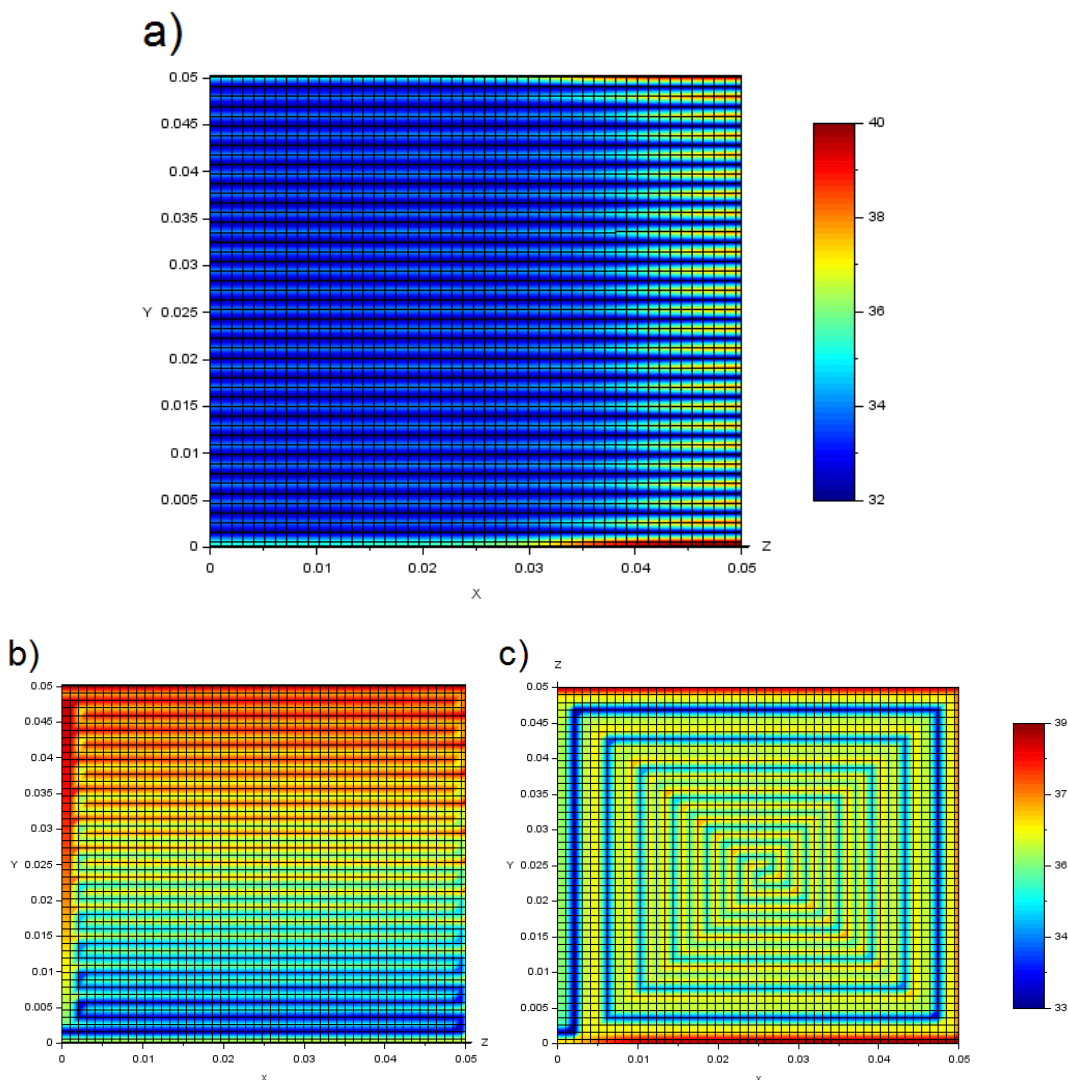


Para melhor visualização dos resultados, a Figura 33 ilustra a distribuição da temperatura sobre a superfície da placa do evaporador, para diferentes configurações. Nas configurações de um único canal, o refrigerante adentra o trocador de calor através do canto superior esquerdo e o deixa pelo canto inferior esquerdo. Já na configuração paralela, a entrada se dá através de toda a extensão da aresta da esquerda e a saída se dá pela aresta da direita.

Nota-se que os pontos de menor temperatura (próximos ao tom azul escuro) correspondem ao percurso do refrigerante, enquanto as maiores temperaturas se dão devido ao contato com a fonte de calor. Conforme o título do refrigerante aumenta, maior o coeficiente de transferência de calor, o que causa maiores taxas de troca de calor nestes pontos, elevando a temperatura superficial da placa, como se pode reparar nas imagens mostradas.

Nas configurações com um único canal, embora o título esteja aumentando ao longo percurso, percebe-se uma queda acentuada na temperatura do escoamento, devido às perdas de pressão. São também observadas temperaturas médias maiores na placa, o que resulta em uma diminuição na transferência de calor.

Figura 33 - Distribuição da temperatura no evaporador para diferentes configurações: a) canais paralelos; b) padrão (serpentina) e c) aninhada



4.2.2 Influência da temperatura de operação da fonte de calor

Fazendo uso do arranjo do evaporador que apresentou o melhor desempenho segundo o critério da seção anterior, simulações adicionais, que envolvem a variação da temperatura de operação da fonte de calor, foram conduzidas.

Como mencionado, a fonte de calor assume o papel do chip do processador, que gera maior quantidade de calor à medida que maior capacidade de processamento é necessária. Como consequência, nestes instantes sua superfície atingiria temperaturas mais elevadas caso não houvesse refrigeração adequada.

Até o momento, a condição de operação considerava o chip a uma temperatura de 40°C. Nesta seção, será observada a capacidade de refrigeração do sistema mesoscópico em sistemas cuja demanda é mais elevada.

Os valores de COP em função da temperatura da fonte de calor estão representados na Figura 34. O comportamento da capacidade térmica e da potência consumida, por sua vez, são mostrados na Figura 35.

Nota-se um aumento no valor do coeficiente de performance (até certo ponto) conforme a temperatura da fonte de calor aumenta. Maiores taxas de troca de calor são observadas no evaporador, porém são exigidas maiores cargas de refrigerante de forma a se satisfazer a condição de superaquecimento e super-resfriamento nulos.

A presença da inflexão é explicada por outros motivos. Embora haja o aumento da capacidade de refrigeração, nota-se um incremento maior na potência do compressor para maiores temperaturas da fonte (Figura 35). Isto ocorre especialmente devido à relação do consumo com a pressão de sucção, como mostra a equação (10). Como a pressão de evaporação cresce rapidamente com a temperatura da fonte de calor (Figura 36), resulta no comportamento observado para o COP.

Figura 34 – Valores de COP para diferentes temperaturas da fonte de calor

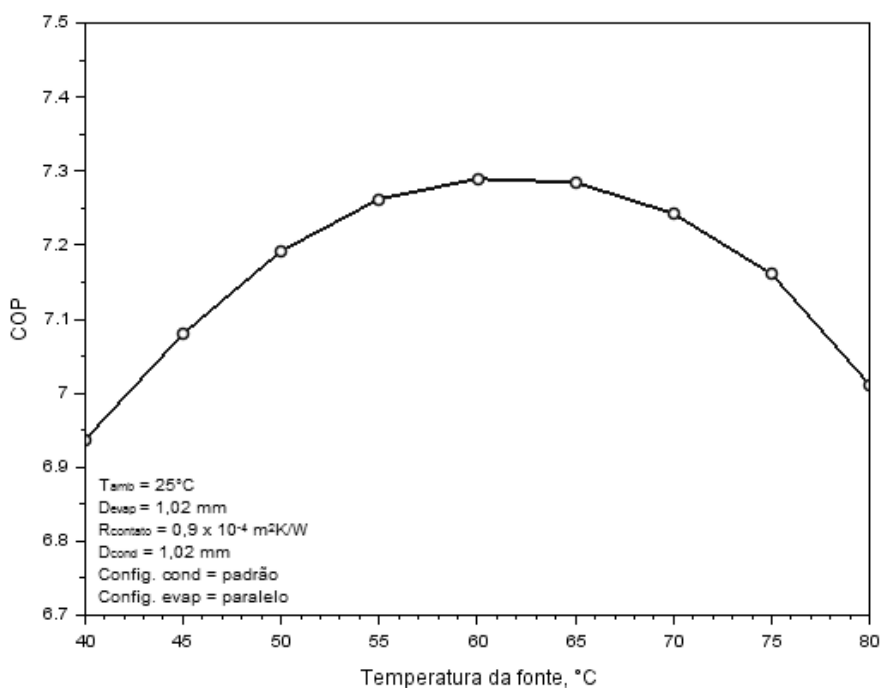


Figura 35 – Variação observada em Q_{evap} e na potência de compressão em função da temperatura da fonte de calor

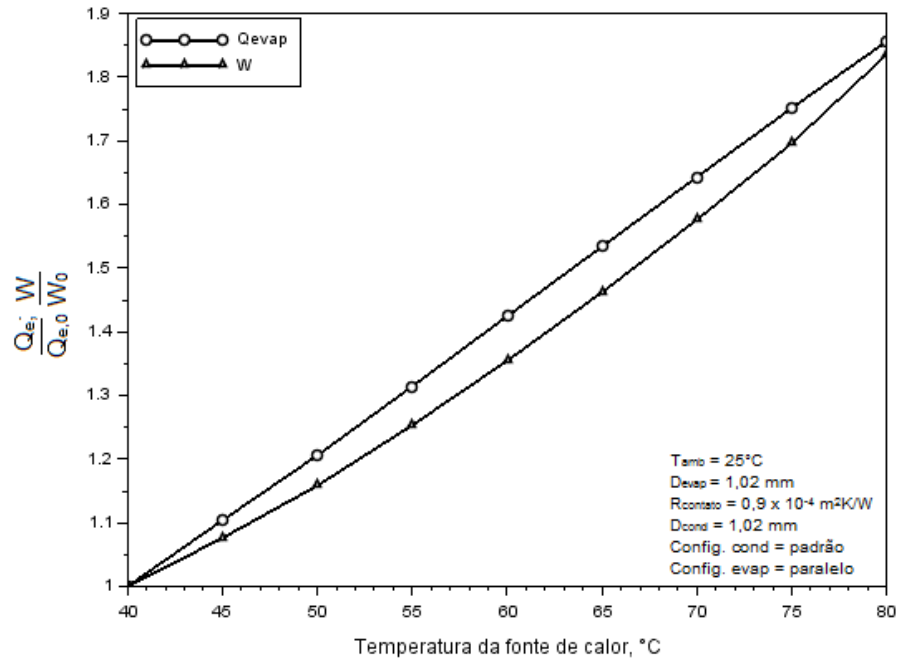
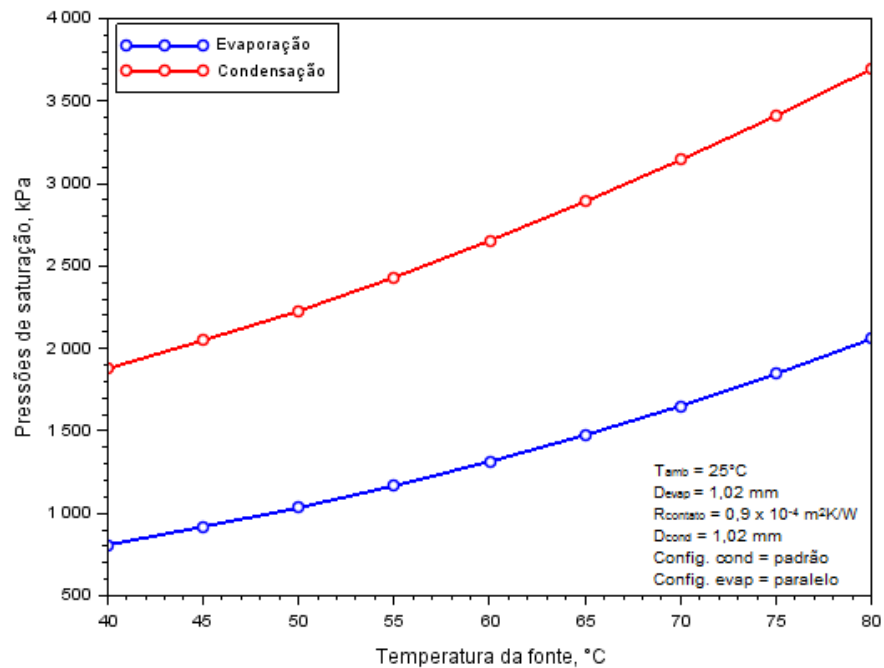


Figura 36 – Pressões de saturação em função da temperatura da fonte de calor

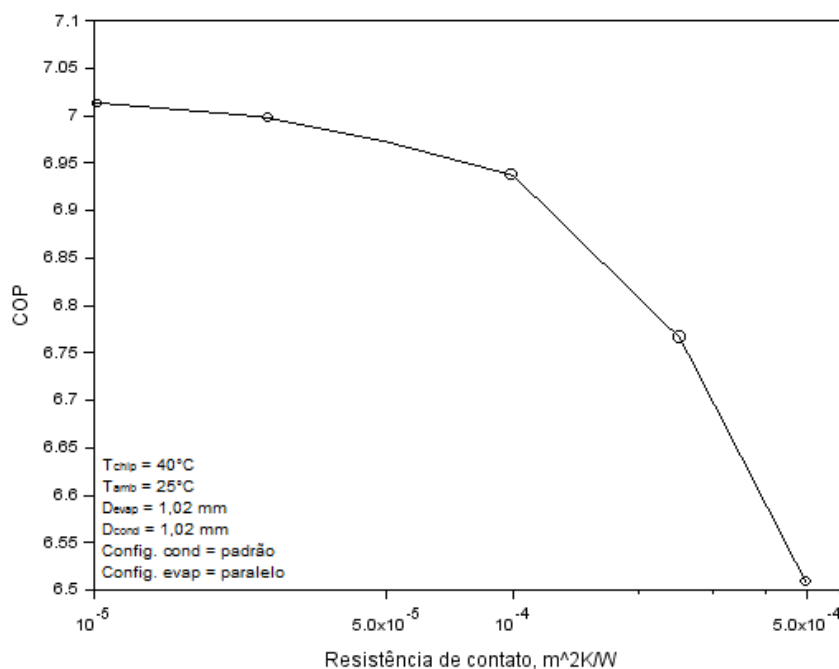


4.2.3 Influência da resistência de contato

Por fim, diferentes valores para a resistência de contato foram impostos e os resultados para o COP estão representados na Figura 37. Sendo a resistência uma função dos materiais envolvidos e do tipo da união entre eles, a análise indireta destes parâmetros é o alvo desta etapa.

Como esperado, uma redução na resistência de contato implica maiores valores para o COP, já que a transferência de calor acontece com menor dificuldade. Verifica-se a importância de uma união termicamente eficiente entre a fonte de calor e o evaporador no desempenho do sistema.

Figura 37 – Valores de COP em função da resistência de contato entre o evaporador e a fonte de calor



4.3 CONDENSADOR

4.3.1 Influência da largura de passagem e da circuitagem

Na etapa seguinte, as análises foram focadas no condensador. Para dada área de canal (novamente em torno de 50%), as três configurações foram consideradas e seu diâmetro gradualmente variado.

A configuração do evaporador foi tomada como a que apresentou melhor desempenho no item 4.2.1: canais paralelos e largura de passagem 1,02 mm. Os resultados para o COP e $\eta_{\text{int,rev}}$ são ilustrados na Figura 38.

Desta vez, para todo o espectro considerado, a configuração padrão apresenta resultados melhores do que a de canais paralelos. Resultados semelhantes, porém inferiores, foram observados para a configuração aninhada, com diferenças pouco perceptíveis quando comparada com a padrão. Ainda, a largura de passagem ótima foi de 1,11 mm, sendo notada uma pequena queda no COP para larguras menores.

O desempenho inferior da geometria de canais paralelos também fica aparente na interpretação dos resultados de $\eta_{\text{int,rev}}$. Os resultados são bastante semelhantes aos obtidos para o COP, com visualização do ponto de máximo de forma mais evidente. Logo, pode se inferir que, neste caso, as irreversibilidades externas se mantêm praticamente constante, conforme a largura de passagem varia.

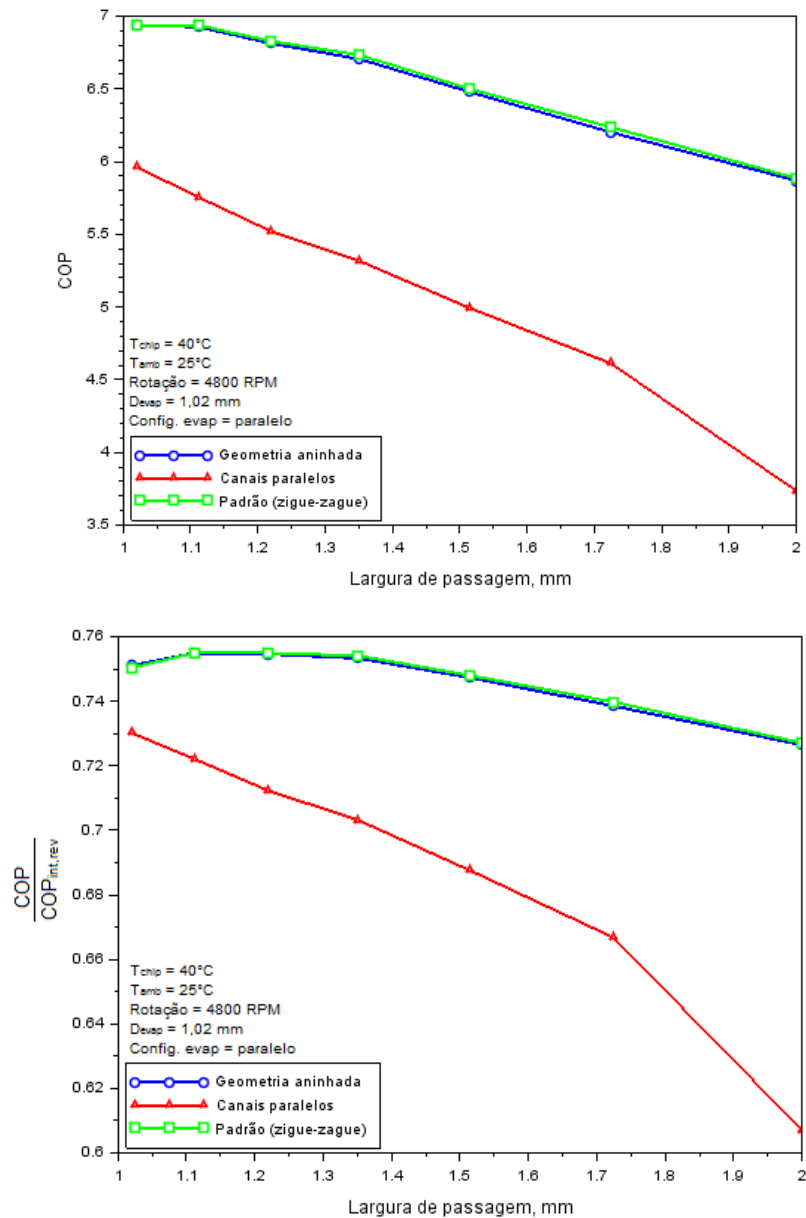
As diferenças observadas, quando comparadas com o evaporador, se devem a diversos fatores, dentre eles:

- (i) A pressão de condensação é consideravelmente maior, tal que as perdas correspondem a uma fração menor da pressão de saturação;
- (ii) A parcela aceleracional (pressão dinâmica) age como recuperação da pressão ao longo do condensador, enquanto no evaporador ela contribui com as perdas;
- (iii) As perdas de pressão são menores que no caso do evaporador, em função das maiores pressões.

O item (i) é intuitivo, sendo essa situação acentuada para casos em que a temperatura externa também é maior. O item (ii) pode ser esclarecido observando a equação (44): durante a evaporação, para uma vazão mássica constante, a densidade da mistura diminui, o que causa a aceleração do escoamento, convertendo a parcela da pressão estática em dinâmica. Como no condensador ocorre o inverso, tem-se o fenômeno observado. No item (iii), no caso do evaporador, maiores perdas de pressão têm como consequência menor volume específico e menor pressão na sucção do compressor, exigindo maior quantidade de trabalho do mesmo. No condensador, as altas densidades se devem em função das altas pressões, as quais resultam em menores perdas de carga.

Diferentemente do observado no evaporador, as temperaturas de saturação se comportam de forma semelhante (Figura 39), de forma que a influência em $\eta_{\text{int,rev}}$ é causada somente pela variação do COP, o que explica a semelhança entre os gráficos da Figura 38.

Figura 38 – Valores de COP (acima) e $\eta_{\text{int,rev}}$ (abaixo) para diferentes configurações do condensador (largura de passagem do evaporador de 1,02 mm)



Ressalta-se ainda que larguras de passagem maiores para o condensador acabam reduzindo o valor do coeficiente de transferência de calor, o que resulta em maiores temperaturas de condensação, já que a condutância do trocador de calor diminui (Figura 40). Essas temperaturas não podem ultrapassar a temperatura crítica, já que as análises feitas em um

ciclo padrão não são válidas para esta nova condição. Larguras demasiadamente elevadas poderiam levar a condensação a ultrapassar este limite e, por esse motivo, não foram consideradas nos resultados apresentados.

Figura 39 - Temperaturas de evaporação (acima) e condensação (abaixo) para diferentes configurações do condensador (largura de passagem do evaporador de 1,02 mm)

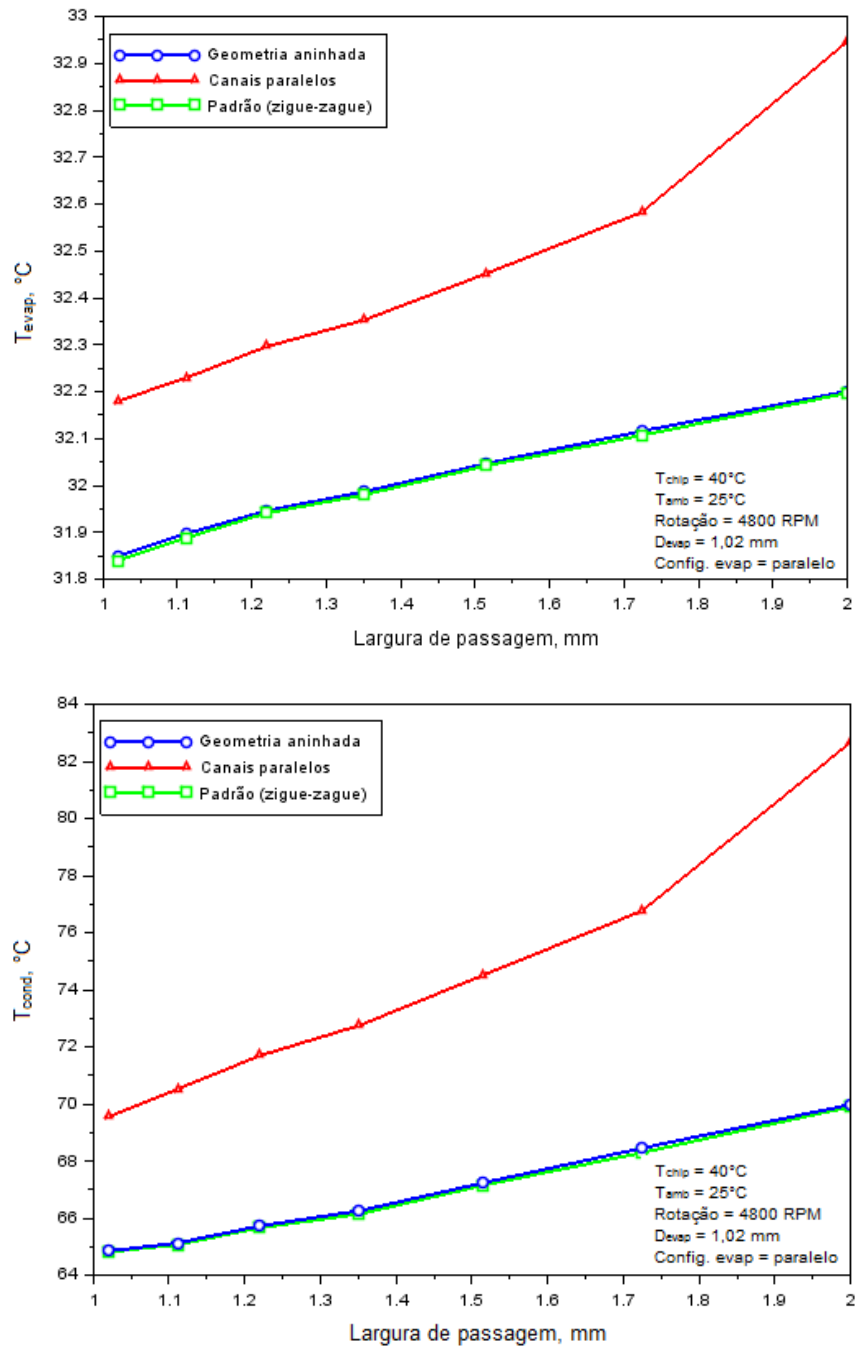
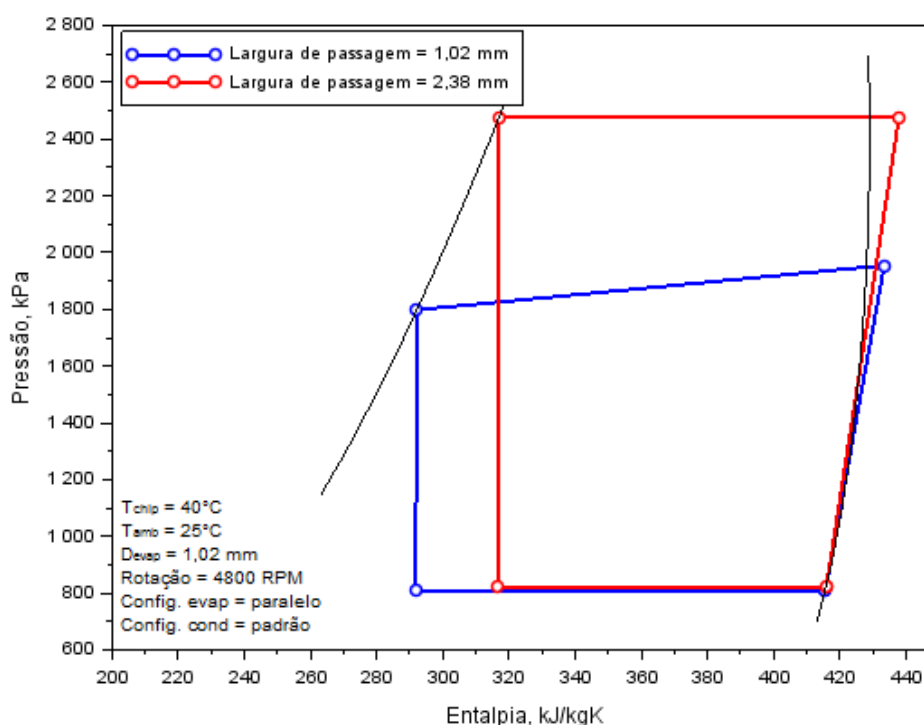


Figura 40 – Diagrama p-h para diferentes diâmetros de passagem do condensador



4.3.2 Influência da temperatura externa

Desta etapa em diante, foram empregadas as configurações para as circuitagens e as larguras de passagem com o melhor desempenho até o momento. Os valores do coeficiente de performance (COP) em função da temperatura externa estão representados na Figura 41.

Os resultados observados refletem um comportamento esperado, comumente observado em sistemas macroscópicos. Com o aumento da temperatura externa, faz-se necessário o aumento da temperatura de condensação, para que haja a possibilidade de rejeição do calor proveniente do ciclo. Tal fato ocasiona uma redução não apenas do COP de Carnot, mas também no COP do sistema, já que a potência de compressão também cresce consideravelmente (Figura 42).

Figura 41 – Valores de COP em função da temperatura do ambiente externo

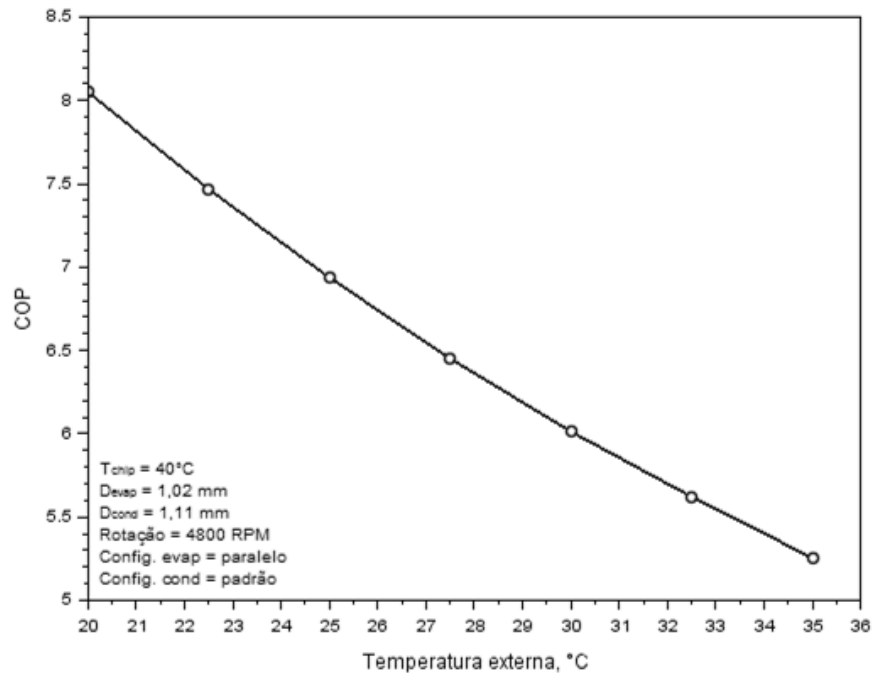
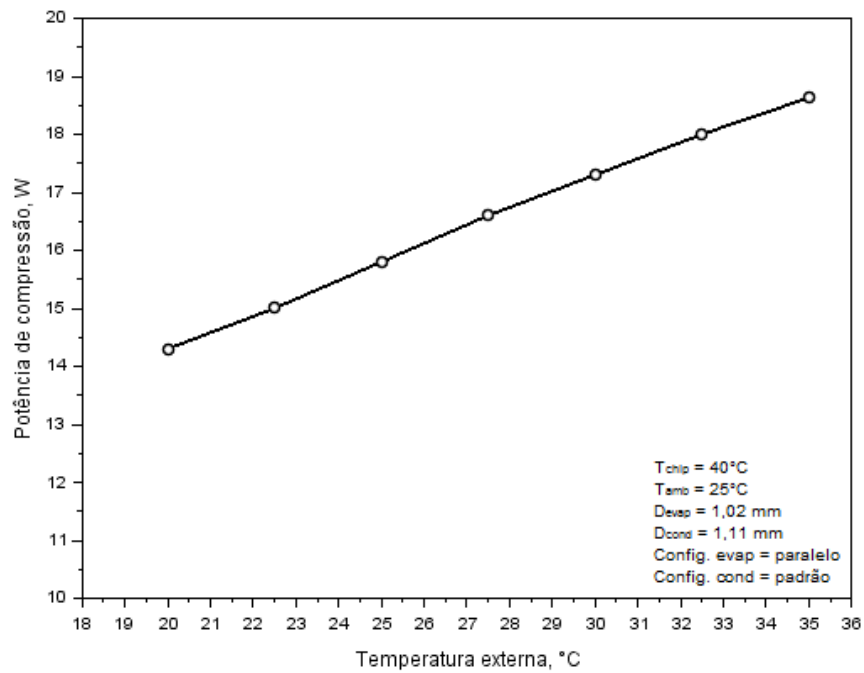


Figura 42 – Potência de compressão em função da temperatura externa



4.3.3 Influência da rotação do ventilador

De forma contrária ao aumento da temperatura do ambiente externo, o aumento da rotação do ventilador resulta em uma maior capacidade de troca térmica com o ambiente externo, o que contribui para um melhor desempenho do sistema.

Importante relembrar que a potência consumida pelo ventilador é incluída no consumo total do sistema. Portanto, é uma das parcelas no cálculo do COP. Os resultados são mostrados na Figura 43. Observando o lado direito do gráfico, percebe-se uma tendência crescente para o COP, devido às maiores taxas de troca de calor no condensador (Figura 44). Porém, esse aumento é suavizado devido ao comportamento da potência consumida pelo ventilador em função da rotação (expoente cúbico), conforme mostra a equação (81). Logo, conforme a rotação do ventilador aumenta, a potência necessária para obtenção dessa rotação experimenta um incremento mais elevado.

Em teoria, haveria um COP ótimo, dado para uma rotação localizada fora da escala do gráfico, à direita da curva. Na prática, porém, o motor do ventilador possui uma potência máxima indicada para consumo, estabelecido pelo fabricante em função das limitações de seus componentes.

Figura 43 – Valores de COP em função da rotação do ventilador

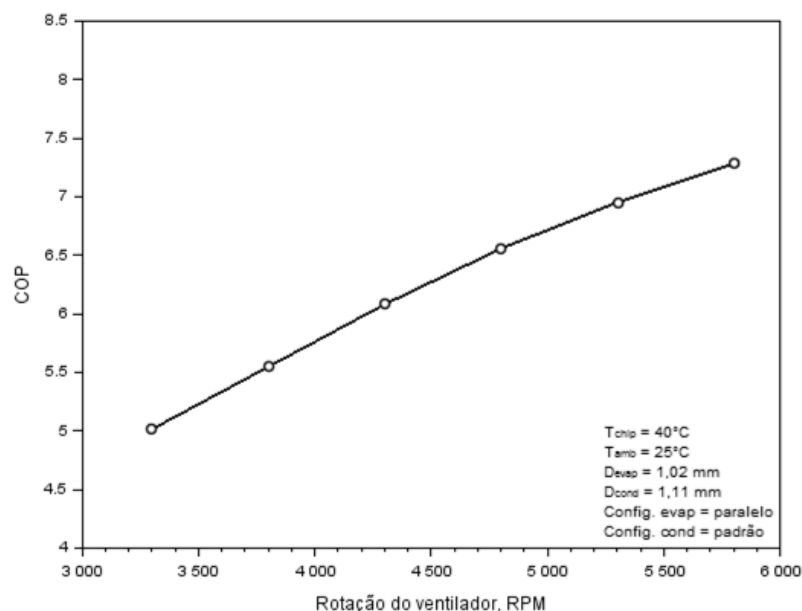
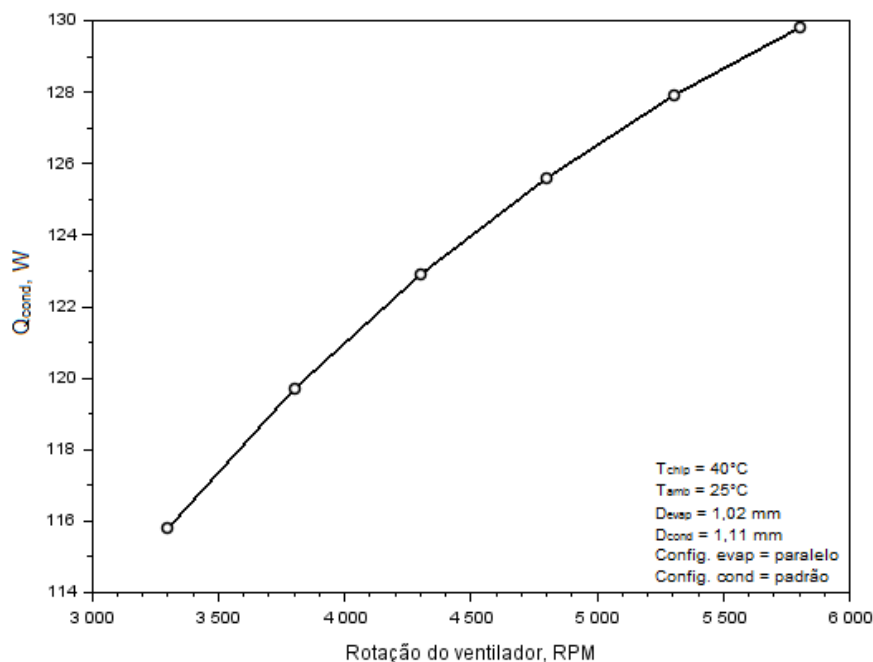


Figura 44 - Valores de Q_{cond} em função da rotação do ventilador

4.4 EFEITO DO ISOLAMENTO TÉRMICO

Por fim, o efeito da troca de calor através do isolamento foi estudado, variando a espessura da camada que separa o evaporador e o condensador. O material considerado para o isolamento foi o poliestireno expandido ($k = 0,035 \text{ W/mK}$). Quanto maior a espessura, maior a resistência térmica do isolamento. Com isso, menores taxas de troca de calor são esperadas, o que corresponde ao observado na Figura 45. Nota-se que o isolamento térmico possui grande impacto na redução da troca de calor cruzado para pequenas espessuras. Conforme a resistência térmica aumenta, menor o ganho no isolamento térmico, de forma que apenas pequenas variações começam a ser observadas para espessuras maiores.

O comportamento do COP, mostrada na Figura 46, demonstra a relação semelhante, porém inversa, com a taxa de troca de calor no isolamento, com maiores quedas para espessuras menores, mas com ganhos pequenos após certa espessura. A queda no desempenho já é esperada, já que parte do calor útil acaba recirculando dentro do sistema, não sendo aproveitado no resfriamento do chip processador.

Portanto, embora seja desejável reduzir a troca de calor cruzado entre o evaporador e o condensador, após certa resistência térmica (dada pela espessura do isolamento ou pela seleção do material), ganhos ínfimos passam a ser observados, o que não justifica grandes esforços para otimização do isolamento no sistema MVCR proposto. O presente trabalho considerou uma

espessura de isolamento de 10 mm, tal que haja redução suficiente de \dot{Q}_{leak} sem o comprometimento do tamanho do sistema.

Figura 45 – Taxa de transferência de calor através do isolamento em função da espessura

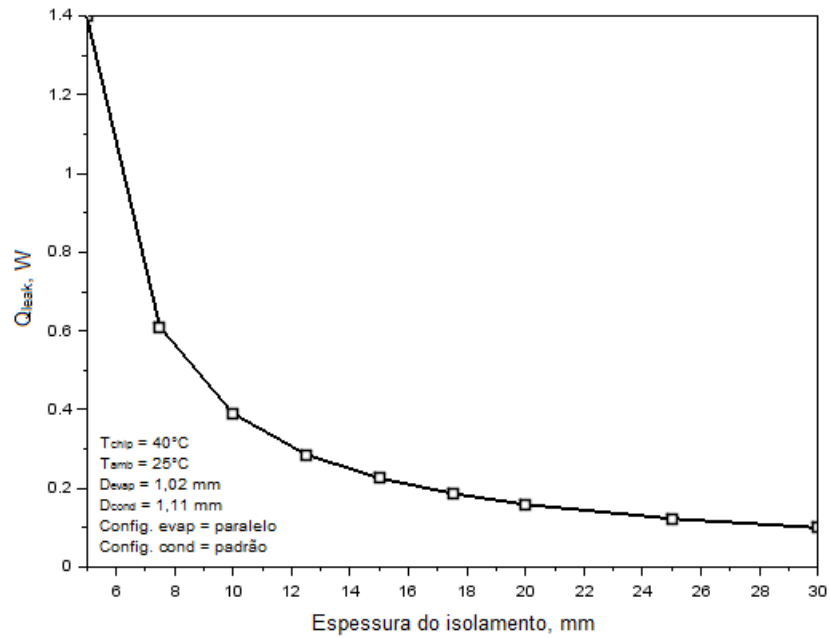
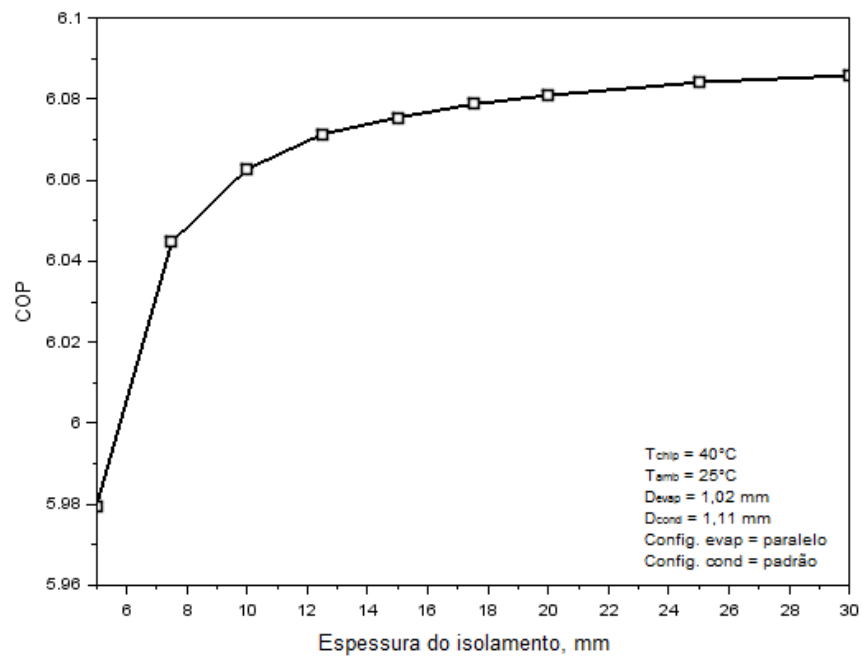


Figura 46 – COP do sistema em função da espessura do isolamento



4.5 SÍNTESE DO CAPÍTULO

Análises de diferentes configurações possíveis para os trocadores de calor foram realizadas neste capítulo, assumindo processos de compressão e expansão ideais. O foco nesta etapa ficou na determinação da melhor configuração para o evaporador e para o condensador, além da espessura do isolamento térmico.

Os comportamentos observados no evaporador para menores larguras de passagem seguiram as constatações de Chow *et al.* (1999) e Warren *et al.* (1999), com efeitos de perda de pressão acentuados para diâmetros muito reduzidos, impactando o desempenho do sistema. Este efeito, porém, não foi observado de forma acentuada para a configuração de canais paralelos. Foi esta então a geometria selecionada, com a menor largura de passagem pertencente à mesoescala (1,02 mm).

Para o condensador, o melhor desempenho foi dado para a configuração padrão, com largura de passagem 1,11 mm. Esta apresentou resultados superiores às demais em todo o espectro considerado. As razões que causaram esta discrepância com relação ao evaporador também foram discutidas.

5 CONSIDERAÇÕES SOBRE EXPANSOR E COMPRESSOR

Neste capítulo são realizadas simulações com modelos mais realistas para o expansor e o compressor. Análises semelhantes às realizadas anteriormente, com o objetivo de avaliar o impacto de cada um dos sub-modelos no desempenho do sistema de refrigeração, são também apresentadas para um sistema real de refrigeração.

5.1 MODELOS PARA O DISPOSITIVO DE EXPANSÃO

A consideração de escoamento isentálpico apresentada no capítulo 2 envolve apenas uma parte dos fenômenos que ocorrem durante a expansão. Na realidade, o dispositivo de expansão restringe o escoamento, fazendo com que haja uma queda na pressão e permita a passagem de certa vazão mássica. De uma forma genérica, para maiores perdas de pressão e menores vazões mássicas, basta reduzir a seção transversal, e vice-versa. O dimensionamento desse componente deve ser feito levando em conta essas duas variáveis.

Os dispositivos de expansão podem ser passivos ou ativos. O primeiro tipo ocorre em dispositivos cuja área de passagem é fixa. Já no segundo tipo, a abertura é controlada de alguma forma, seja pela pressão, pela temperatura ou eletronicamente. Evidentemente, apesar de serem mais simples e baratos, os sistemas passivos possuem como desvantagem a incapacidade de regulação de vazão na presença de diferentes condições de funcionamento.

Neste trabalho, foram considerados dois dispositivos passivos de expansão, tendo em vista a possibilidade de explorar aspectos geométricos básicos de sua construção, indo ao encontro do escopo desta dissertação. São eles: o orifício de expansão e o tubo capilar.

5.1.1 Orifício de expansão

A vazão mássica de um fluido incompressível que escoar através de um orifício pode ser determinada partindo-se da equação de Bernoulli, mas desprezando a parcela potencial gravitacional:

$$p_1 + \frac{\rho u_1^2}{2} = p_2 + \frac{\rho u_2^2}{2} \quad (85)$$

Da equação da continuidade, tem-se que $\rho_1 u_1 A_1 = \rho_2 u_2 A_2 = \dot{m}$. Inserindo essa relação na equação (85), e explicitando para \dot{m} , obtém-se, após algumas manipulações algébricas:

$$\dot{m} = \frac{C_D}{\sqrt{1 - (A_2/A_1)^2}} A_2 \sqrt{2\rho_1(p_1 - p_2)} \quad (86)$$

onde C_D é o coeficiente de descarga, que relaciona a vazão de descarga real com a teórica. Esse coeficiente é empregado devido aos fatores não considerados na equação de Bernoulli, mas que são difíceis de se mensurar, como o diâmetro da *vena contracta* e o atrito.

Na prática, a expressão acima pode ainda ser simplificada fazendo uso do chamado coeficiente do escoamento K , dado como o primeiro fator da equação (86). Dessa forma, pode-se escrever:

$$\dot{m} = KA_2 \sqrt{2\rho_1(p_1 - p_2)} \quad (87)$$

sendo K extensivamente usado na literatura, desde o uso em escoamentos através de orifícios simples até válvulas industriais.

5.1.2 Tubo capilar

O tubo capilar consiste em uma restrição com diâmetro maior, se comparado com o orifício de expansão, o que é compensado pela sua maior extensão, fazendo com que haja a queda de pressão desejada ao longo do comprimento. Na prática, é um tubo que conecta a saída do condensador à entrada do evaporador.

As vantagens sobre o orifício de expansão são as menores velocidades, sendo possível utilizar o seu comprimento para trocar calor com a linha de sucção do compressor, prática adotada na refrigeração doméstica e que aumenta a eficiência do sistema para alguns refrigerantes. As desvantagens estão no maior espaço ocupado e no maior consumo de material para sua produção.

O escoamento através de um tubo capilar adiabático pode ser descrito através das seguintes expressões, derivadas das equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia (HERMES *et al.*, 2008):

$$G^2 dv + dp + fG^2 v dz / 2D = 0 \quad (88)$$

$$dh + G^2 v dv = 0 \quad (89)$$

Assumindo escoamento isentálpico, Hermes *et al.* (2008) propuseram um modelo algébrico para determinação da vazão mássica, partindo da equação (88), escrita da seguinte maneira:

$$\frac{dz}{dp} = -\frac{2D}{fG^2v} \left[1 + G^2 \left(\frac{\partial v}{\partial p} \right)_h \right] \quad (90)$$

Hermes *et al.* (2010) simplificaram a expressão (90) com base em observações sobre a magnitude de alguns fatores, desconsiderando assim a queda de pressão aceleracional, já que esta é no mínimo uma ordem de grandeza menor do que a parcela friccional. Rearranjando a expressão resultante e explicitando para a vazão mássica, chega-se à seguinte equação:

$$\dot{m} = \frac{\pi}{2\sqrt{2}} \sqrt{\frac{D^5}{fL} \left(-\int_{p_i}^{p_e} \frac{dp}{v} \right)} \quad (91)$$

Para resolver a integral da equação (91), os autores utilizaram a aproximação de Yilmaz e Unal (1996) para o volume específico bifásico $v = a + b/p$, com $a = v_f(1 - k)$, $b = v_f p_f k$ e $k = 1,63 \times 10^5 p_f^{-0,72}$. A resolução da integral e o reagrupamento dos fatores fornece:

$$\dot{m} = \Phi \sqrt{\frac{D^5}{L} \left[\frac{p_i - p_f}{v_f} + \frac{p_f - p_e}{a} + \frac{b}{a^2} \ln \left(\frac{ap_e + b}{ap_f + b} \right) \right]} \quad (92)$$

onde $\Phi = \pi(8f)^{-1/2}$. Fazendo uso dos dados experimentais, Hermes *et al.* (2010) avaliaram o comportamento de Φ para diferentes valores do número de Reynolds. Como resultado, obtiveram uma distribuição Gaussiana cuja maioria (80%) dos dados encontrava-se dentro do intervalo de 5,5 e 6,5. Desta forma, tomou-se $\Phi = 6,0$, sendo o modelo capaz de prever 89,1% dos dados experimentais dentro de uma margem de erro de 10%.

5.2 EFEITO DA EXPANSÃO EM CICLO COM COMPRESSÃO IDEAL

5.2.1 Efeito da restrição dos dispositivos

Nesta parte da análise, com a adição de um modelo para a vazão através do dispositivo de expansão, a condição de superaquecimento nulo no evaporador pode ser removida. Contudo, a compressão foi ainda considerada como isentrópica. As configurações dos trocadores de calor com melhores resultados apresentados no capítulo 4 foram tomadas nesta etapa. As temperaturas da fonte de calor e do ambiente externos foram tomados como 40°C e 25°C, respectivamente.

O dimensionamento dos dispositivos de expansão foi feito de forma manual – tal qual é feito na prática – verificando-se o superaquecimento na saída do evaporador para cada geometria. Caso ele estivesse demasiadamente elevado, restringia-se o diâmetro do orifício ou aumentava-se o comprimento do capilar (cujo diâmetro foi considerado fixo em 0,655 mm). Caso o evaporador ainda não se encontrasse completamente cheio, fazia-se o inverso. No entanto a carga de refrigerante permaneceu como um parâmetro variável, ajustada virtualmente para o mínimo necessário, *i. e.*, a condição do sub-resfriamento no condensador foi mantida como nula.

Como esperado, ao fim da prática acima foram obtidos resultados semelhantes ao do capítulo anterior, já que o próprio método sup-sub prevê este acontecimento. O diâmetro necessário para satisfazer a condição ótima para o orifício foi de 0,259 mm. Já o comprimento do capilar necessário foi de 2,55 m. Estes resultados, porém, não permitem a seleção de um dos expansores em detrimento do outro, já que o desempenho no ponto de operação é semelhante. Porém, algumas análises fora do ponto de operação podem ser feitas com alguns resultados importantes.

Como mencionado anteriormente, o nível de superaquecimento pode ser utilizado como critério para a obtenção do melhor desempenho do evaporador. Segundo Hermes (2015), isto é obtido para um superaquecimento nulo. Nas Figura 47 e 48 são mostradas as taxas de transferência de calor no evaporador em função do diâmetro do orifício e do comprimento do capilar – parâmetros de restrição ao escoamento. Em ambos os casos a carga de refrigerante é ajustada virtualmente tal que o sub-resfriamento no condensador é nulo.

Para os dois tipos de dispositivo de expansão, condições mais restritivas ao escoamento (menor diâmetro do orifício e maior comprimento do capilar) que a condição de superaquecimento nulo levava à condição de evaporador sub-alimentado (superaquecimento não-nulo). Para esta situação, a taxa de troca de calor diminui. Isto já é esperado, já que a condutância do trocador também diminui na região de vapor, uma vez que os coeficientes de transferência de calor monofásicos são consideravelmente menores que os bifásicos.

No entanto, no outro sentido da restrição, adentrando a condição de evaporador sobre-alimentado (inundado), nota-se um aumento da taxa de transferência de calor até certo ponto, após o qual ele torna a experimentar uma queda. O aumento da vazão mássica resulta no crescimento da taxa de troca de calor. Por outro lado, repara-se numa redução crescente do calor latente de evaporação (Figura 49). Após certo ponto, os efeitos da segunda superam a primeira, causando a redução da capacidade de refrigeração observada.

Figura 47 - Efeito do comprimento do tubo capilar na taxa de transferência de calor do evaporador

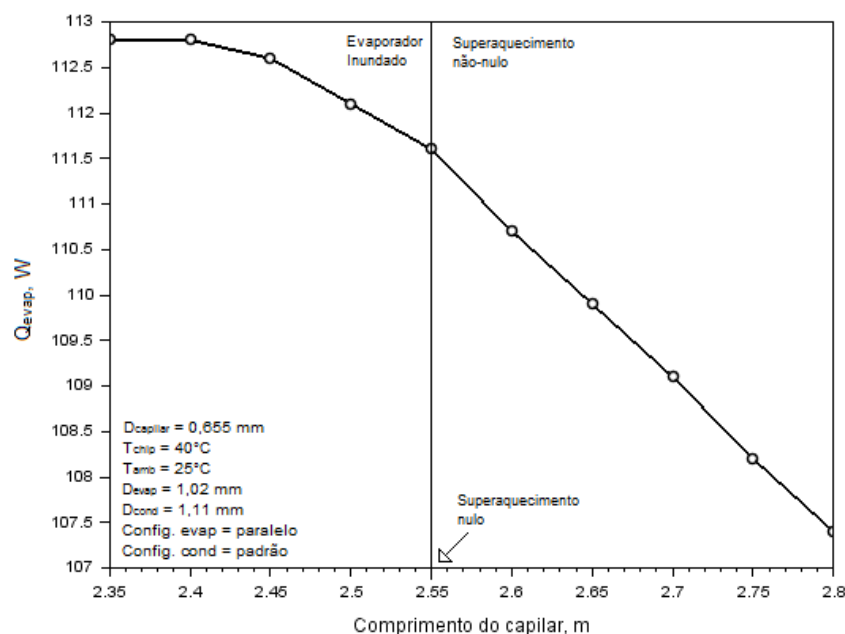
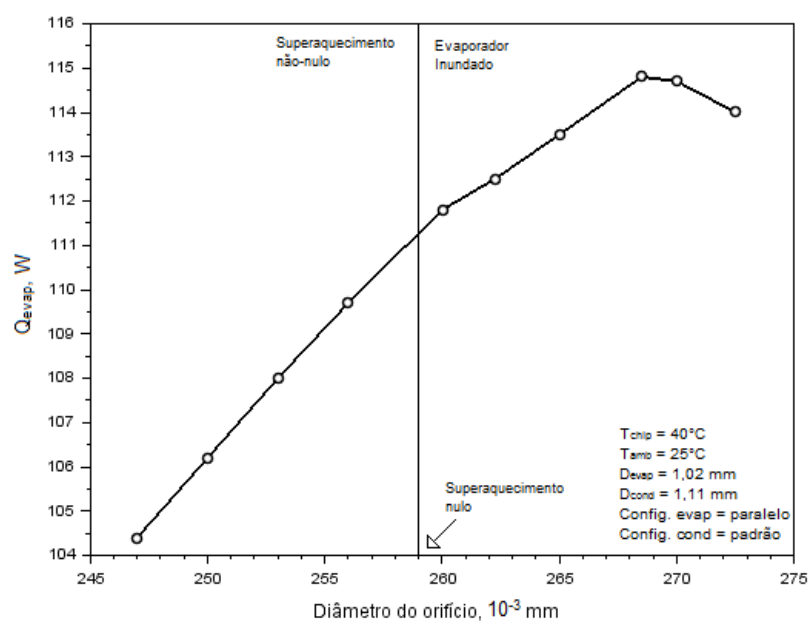


Figura 48 – Efeito do diâmetro do orifício de expansão na taxa de transferência de calor do evaporador



Evidentemente, na prática, um sistema operando sob a condição de evaporador inundado é altamente indesejável, já que a sucção de líquido pelo compressor prejudica o funcionamento do mesmo. Sendo assim, é comum se adotar a imposição de certo grau de superaquecimento para segurança dos componentes do sistema, embora acarrete em menores taxas de transferência de calor. Portanto, conclui-se que, em uma situação ideal, a extração do máximo do evaporador se dá sob condição de superaquecimento nulo, indo ao encontro do comentário de Hermes (2015). Esta constatação é corroborada pelos resultados observados para $\eta_{\text{int,rev}}$

(Figura 50), já que o ponto de maior eficiência também corresponde ao ponto de superaquecimento nulo.

Figura 49 – Diagrama pressão–entalpia para diferentes diâmetros do orifício de expansão

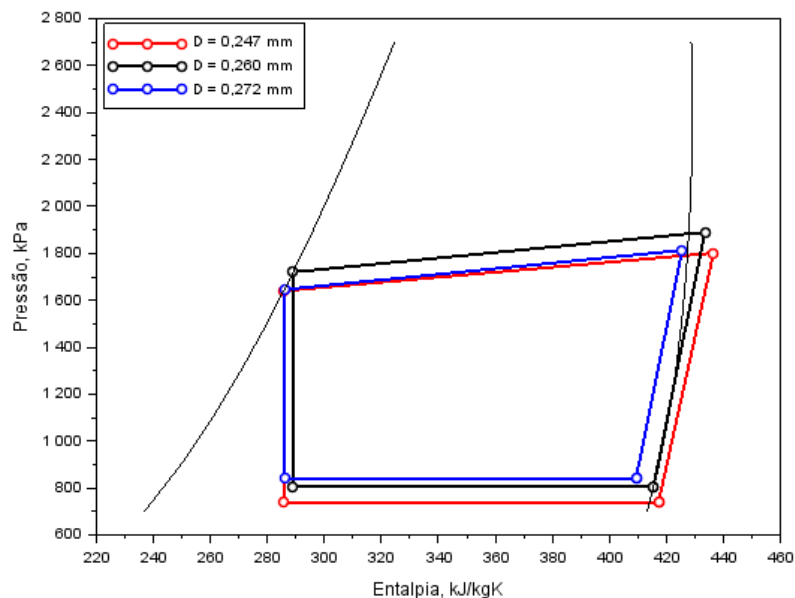
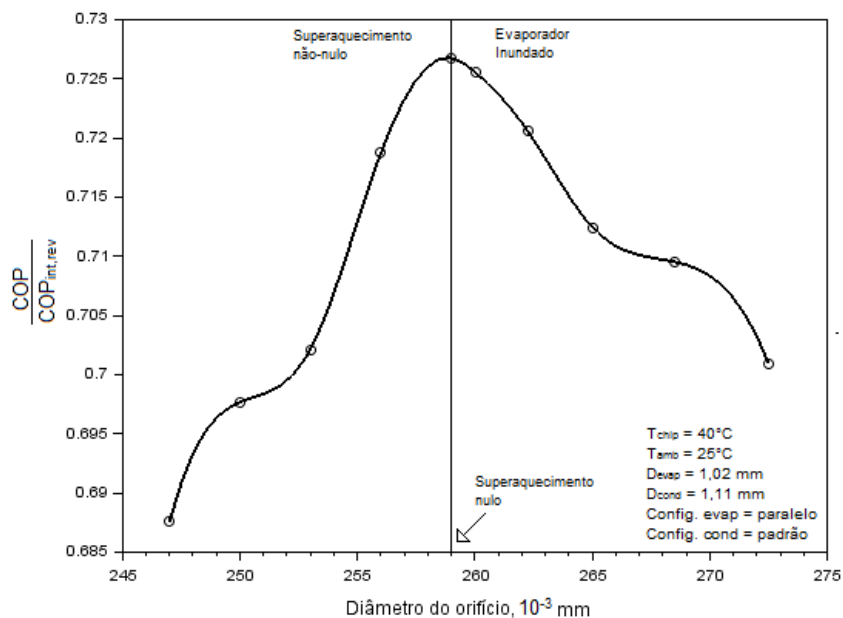


Figura 50 – Efeito do diâmetro do orifício de expansão em $\eta_{\text{int,ver}}$



5.2.2 Efeito do trocador de calor interno

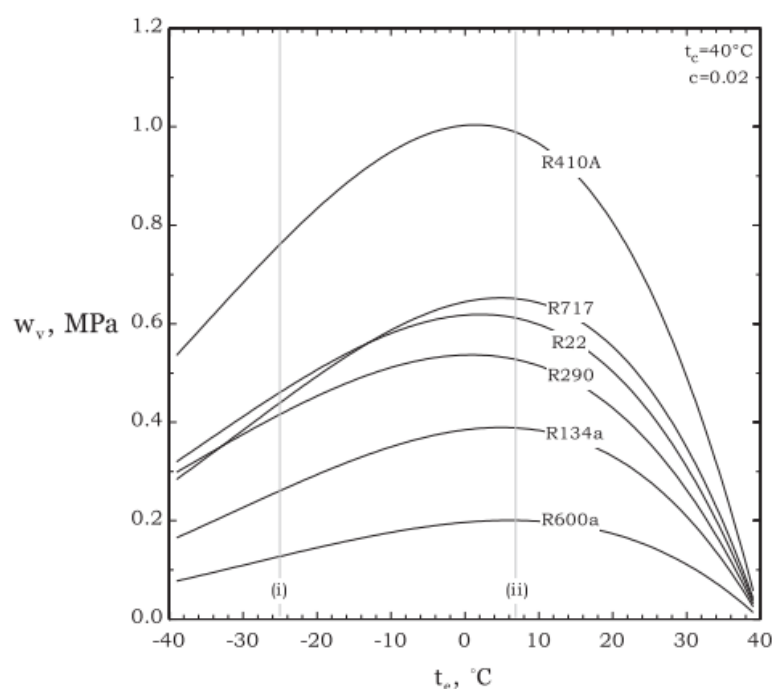
Como constatado na última seção, no ponto de operação ambos os dispositivos de expansão fornecem resultados semelhantes. Entretanto, levando em conta o aspecto construtivo

dos mesmos, o emprego do tubo capilar permite a inclusão de um trocador de calor interno, frequentemente utilizado em problemas macroscópicos por melhorar o desempenho do sistema.

Hermes (2013) reportou que o comportamento do trabalho volumétrico com a pressão de sucção pode variar dependendo da relação entre esta e a pressão de condensação. Para o R134a, por exemplo, essa inversão se dá para temperaturas de sucção em torno de 5°C, para uma temperatura de condensação fixa de 40°C. Ou seja, quando a temperatura se encontra abaixo deste valor, uma redução na mesma gera valores menores para o trabalho volúmetrico, enquanto o contrário é observado para temperaturas acima de 5°C (Figura 51).

Assim, em aplicações com temperaturas de evaporação e condensação em torno de 4°C e 40°C, respectivamente, o trocador de calor interno acaba não sendo indicado, já que aumentaria o consumo de energia do compressor.

Figura 51 – Trabalho volumétrico em função da temperatura de evaporação, com temperatura de condensação fixa em 40°C



Fonte: HERMES (2013)

Neste trabalho, as temperaturas de saturação são mais elevadas. Para diferentes efetividades, a relação entre o COP em relação a um sistema sem o trocador de calor interno está representada na Figura 52. Desempenhos inferiores são observados quando há o emprego do trocador de calor interno, com valores cada vez menores para o COP conforme a efetividade do trocador aumenta. Uma análise semelhante à do trabalho de Hermes (2013) permite chegar

à explicação do fenômeno observado, embora neste caso a pressão fixa seja a de evaporação, enquanto a de condensação experimenta maiores variações (Figura 53).

Figura 52 – Efeito da efetividade do trocador de calor interno no COP do sistema

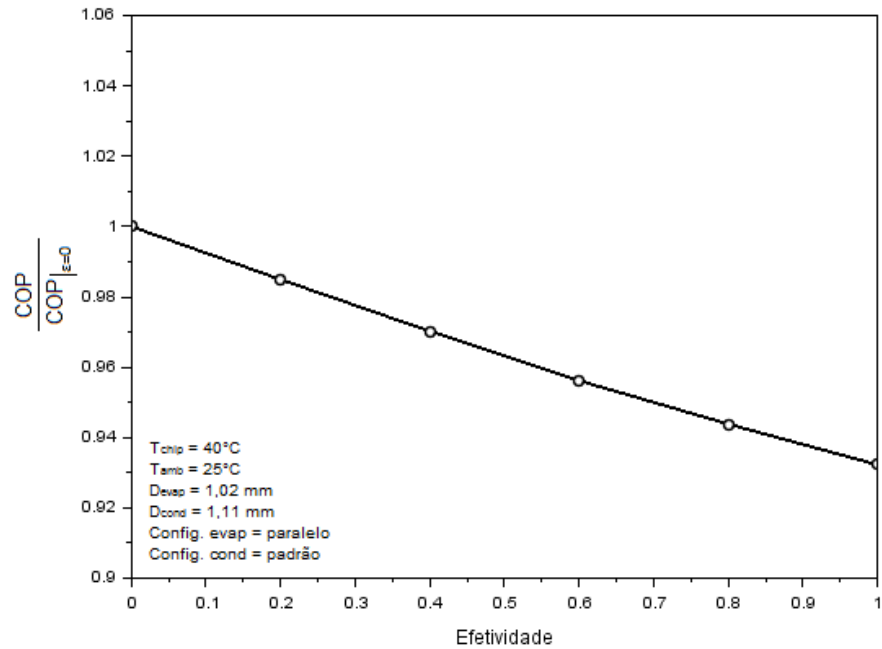
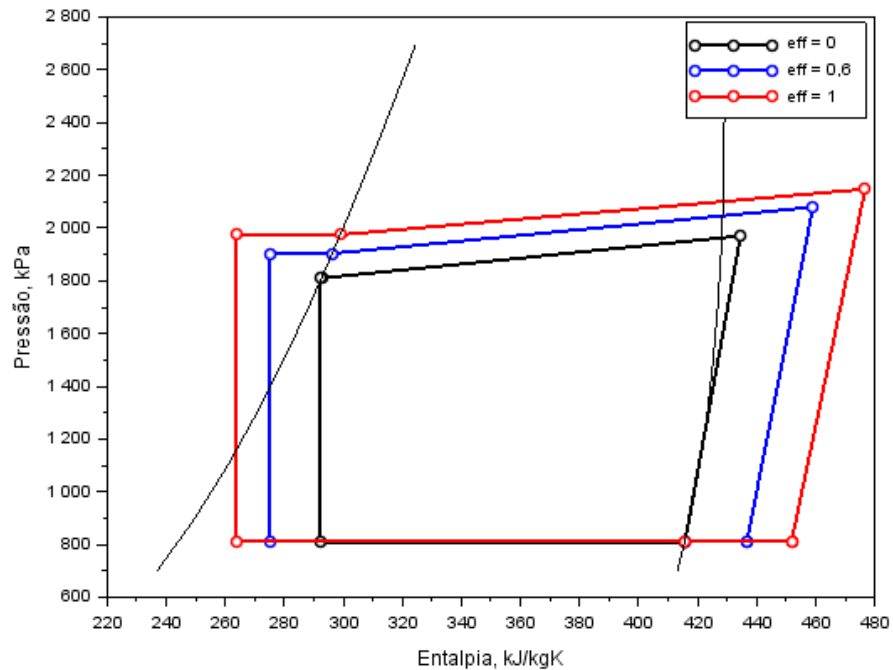


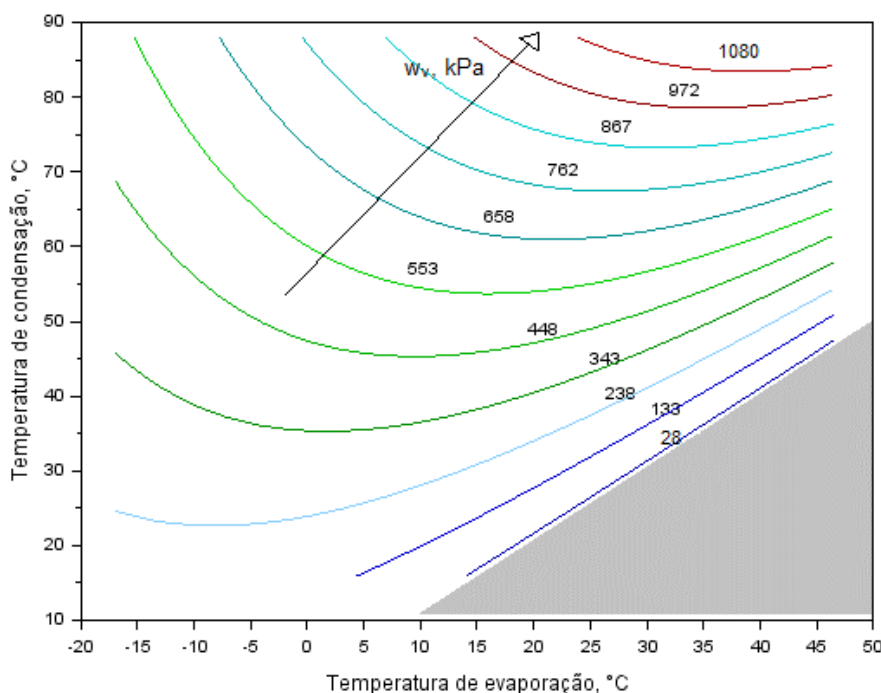
Figura 53 – Diagrama pressão-entalpia para diferentes efetividades do trocador de calor interno



Sendo assim, para melhor visualização do fenômeno que aqui ocorre, optou-se por expandir o gráfico de Hermes (2013), representando o trabalho volumétrico para diferentes

pressões de condensação (Figura 54), fazendo uso do refrigerante R134a. As linhas de contorno correspondem a pontos no qual o trabalho é o mesmo, enquanto a área cinza do gráfico representa uma região impossível, na qual a razão de pressões é nula ou negativa. Neste caso, o compressor é dado como ideal, com eficiências volumétrica e global iguais a 100%.

Figura 54 – Trabalho volumétrico (linhas de contorno) em função das temperaturas de evaporação e de condensação, refrigerante R134a



Analisando o gráfico para a temperatura de condensação fixa de 40°C, variando a temperatura de evaporação, tem-se resultado semelhante ao observado na Figura 51. Interessante notar que, conforme a temperatura de condensação aumenta, a temperatura de evaporação correspondente ao ponto de inflexão também aumenta, se deslocando em direção ao canto superior direito do gráfico.

No entanto, como comentado anteriormente, a variação se encontra na temperatura de condensação. Uma vez que o efeito da resistência térmica predomina sobre os efeitos de convecção do refrigerante, a temperatura de evaporação se mantém praticamente fixa.

Para a temperatura de evaporação observada de 31°C, o aumento da pressão de condensação simplesmente reflete em um aumento do consumo de energia por parte do compressor, com baixos ganhos na troca de calor no evaporador, tal que o COP acaba experimentando quedas conforme a efetividade aumenta.

Levando em conta ainda questões de construção, percebe-se que a adoção do tubo capilar prejudica a compacidade do sistema, por exigir um comprimento mínimo deste componente. O emprego do tubo capilar seria vantajoso em um sistema onde os trocadores de calor devem ser montados de forma remota, aproveitando a distância entre os mesmos.

Adicionalmente, seriam observadas maiores perdas de pressão antes do compressor, já que a linha de sucção não possuiria comprimento desprezível, o que prejudicaria ainda mais o desempenho do sistema. Por estas razões, o orifício foi o dispositivo de expansão selecionado neste trabalho.

5.3 MODELOS PARA O COMPRESSOR

Até este ponto, foi considerada compressão ideal, ou seja, eficiências global e volumétrica iguais à unidade. Valores não foram estabelecidos até o momento para essas eficiências devido às complexidades no processo de compressão em menores escalas, evitando especulações que podem não corresponder ao fenômeno real.

A ausência de dados experimentais dificulta a modelagem, sendo necessário (e indicado) um estudo focado nestes aspectos, incluindo a construção de um protótipo.

Porém, nesta etapa será feita uma breve revisão de estudos dos processos de compressão. O foco estará em observações sobre como o tamanho impacta o desempenho. A revisão será primeiramente feita em estudos analíticos, seguidos de outros de caráter experimental, para então chegar-se a uma proposta de modelo a ser incluído no presente trabalho.

5.3.1 Estudos analíticos para as eficiências de compressão

Gosney (1982) descreve a eficiência volumétrica de um compressor alternativo em escalas convencionais através da seguinte expressão:

$$\eta_{vol} = 1 - C \left[\left(\frac{p_{cond}}{p_{evap}} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right] \quad (93)$$

onde C corresponde à fração de volume morto no cilindro.

A equação (93) mostra que, para o tipo de compressor considerado, quanto maior o volume morto ou a razão de compressão, menor a eficiência volumétrica. A expressão mostra ainda a importância do volume morto no processo de compressão, com maiores frações resultando em menores eficiências.

Um dos primeiros trabalhos que incluiu a influência do volume deslocado pelo compressor é o de Kleinert e Najork (1986). Os autores propuseram a separação dos efeitos que causam a redução da eficiência volumétrica, fazendo a análise de cada fator de forma independente. Para eles, as parcelas são devidas à fração de volume morto, à queda da pressão interna após a sucção, ao ganho de calor durante a sucção e à diferença entre as vazões mássicas durante a sucção e a compressão.

Mcgovern e Harte (1990) empregaram alguns dos conceitos introduzidos por Kleinert e Najork (1986), interpretando de forma diferente as parcelas que contribuem para uma eficiência volumétrica menor. Os autores modelam as perdas durante a sucção fazendo uso de uma expressão proposta por Costagliola (1950), que considera não apenas a queda da pressão, mas também a redução da densidade do fluido succionado. No trabalho mencionado, são propostos modelos simples para a previsão da parcela devida ao retorno do fluido para a câmara e aos vazamentos.

Mais tarde, McGovern e Harte (1995) realizaram uma análise de exergia para um compressor alternativo. Com propostas para modelagem exclusivamente analítica de fenômenos como a mistura do fluido residual, do estrangulamento na sucção, atrito e trocas de calor, os autores atribuíram a maior parcela de destruição de exergia às perdas na sucção, seguida da troca de calor pela convecção do lado interno e pelo atrito. No estudo em questão, o tamanho do compressor não foi envolvido nas análises.

Stouffs *et al.* (2001) exploraram mais a fundo a expressão (93), escrevendo a eficiência volumétrica em função de diferentes parcelas, além da razão de compressão e da fração de volume morto. Entre as parcelas adicionais estão parâmetros referentes à temperatura da parede do compressor, à temperatura do fluido em relação a uma compressão isentrópica, às perdas relativas durante o processo de sucção e à troca de calor durante o processo de descarga. Procedimento semelhante é feito para a eficiência isentrópica, porém envolvendo diferentes parâmetros. Todos os coeficientes do modelo, porém, devem ser ajustados experimentalmente. Também não há menção sobre como o tamanho da câmara de compressão afeta a eficiência.

Pérez-Segarra *et al.* (2002) segmentaram as eficiências volumétrica e isentrópica, atribuindo diferentes parcelas a diferentes fenômenos. Por exemplo, a eficiência volumétrica foi expressa como uma composição de efeitos como: a expansão do gás em uma compressão isentrópica; irreversibilidades como atrito e vazamentos; perdas elétricas e mecânicas do motor; e perdas nas válvulas de sucção e descarga. Já a eficiência isentrópica foi decomposta de acordo

com cada estágio da compressão: sucção, compressão, expansão e descarga. Novamente não são abordados os impactos do tamanho do compressor no funcionamento do mesmo.

Através dessa revisão, nota-se a discrepância entre a modelagem proposta em diversos trabalhos, o que reflete a dificuldade em se modelar analiticamente, com fidelidade, as fontes de perdas de eficiência durante o processo de compressão.

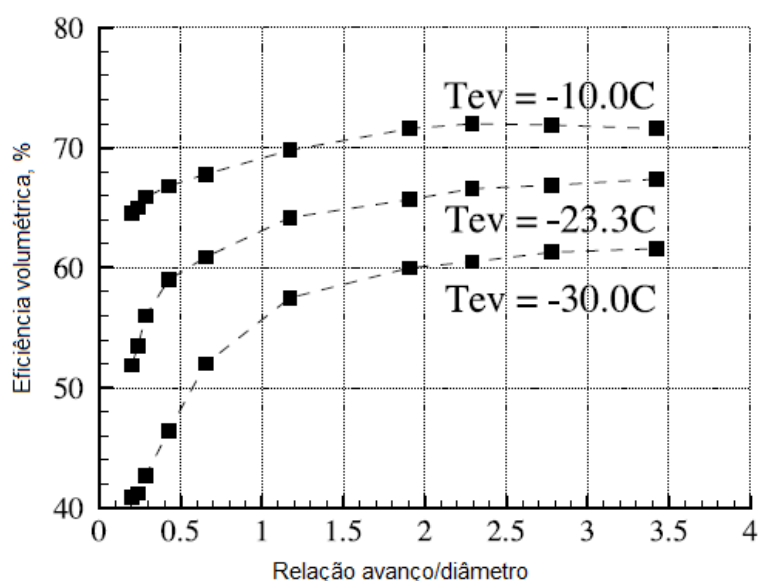
5.3.2 Estudos experimentais para as eficiências de compressão

Rigola *et al.* (2002) construíram um compressor alternativo, utilizando-o na validação de um modelo empírico. Entre outros parâmetros, analisaram o impacto de diferentes razões entre avanço e diâmetro em variáveis como a eficiência do compressor (Figura 55), capacidade de refrigeração e COP do sistema.

Observa-se que, quanto menores as razões de aspecto (câmara achatada), menores eficiências volumétricas são observadas, decrescendo rapidamente para valores muito baixos. Isto ocorre porque o volume morto acaba ocupando frações mais altas do volume da câmara de compressão, já que as válvulas de admissão e exaustão possuem limitações em sua construção.

Importante ressaltar ainda o comportamento da eficiência volumétrica para altas relações de avanço/diâmetro. Embora note-se um padrão assintótico, para a maior temperatura de evaporação analisada (-10°C), tem-se uma leve queda nessa eficiência, fato que não ocorre nas temperaturas mais baixas.

Figura 55 – Eficiência volumétrica em função da razão entre avanço e diâmetro

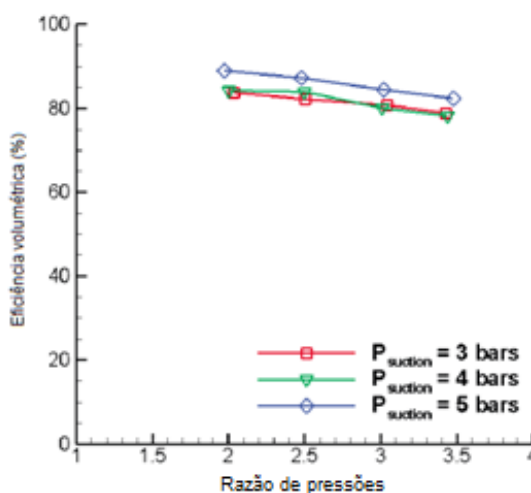


Fonte: RIGOLA *et al.* (2002)

Sathe *et al.* (2008) construíram um compressor rotativo miniaturizado, voltado para um sistema de refrigeração em pequena escala. Em seu trabalho, os resultados para as eficiências em relação à razão de pressões e a pressão de sucção são mostrados na Figura 56. A eficiência volumétrica: (i) aumenta ligeiramente com maiores pressões de sucção, mas (ii) diminui com maiores razões de pressões.

Nota-se que (i) segue o comportamento descrito pela equação (93). Fisicamente, observa-se um gradiente de pressão maior para pressões de sucção maiores, o que auxilia a admissão do refrigerante e aumenta a eficiência volumétrica. Já (ii) diverge do comportamento da equação prevista por Gosney (1982), o que se deve especialmente ao tipo diferente de compressor considerado.

Figura 56 – Eficiência volumétrica em função da pressão de sucção e da razão de pressões



Fonte: SATHE *et al.* (2008)

Perdas semelhantes são observadas em ambos os tipos de compressores durante a admissão e a descarga. Porém, durante a compressão, nos compressores alternativos, a eficiência volumétrica é prejudicada especialmente devido à presença do volume morto. Já em compressores rotativos de palhetas, as mesmas perdas durante esse processo se devem ao vazamento entre as pequenas câmaras formadas dentro do compressor em operação.

Porém, como os dados coletados tiveram como base o protótipo construído, cujo tamanho era único, não foram possíveis observações sobre as influências deste parâmetro.

Por fim, foi feita uma busca por compressores de diferentes tamanhos presentes no mercado, com análise das eficiências conforme dados do fabricante. Uma relação dos modelos dos compressores considerados, bem como os dados de operação para certa razão de pressões

constam na Tabela 6, no apêndice da presente dissertação. A eficiência volumétrica foi determinada a partir de sua definição, dada pela seguinte equação:

$$\eta_{vol} = \frac{\dot{m}_{real}}{\dot{m}_{ideal}} \quad (94)$$

Similarmente, a eficiência global de compressão também foi determinada a partir de sua definição, introduzida brevemente no capítulo 2:

$$\eta_g = \frac{\dot{W}_s}{\dot{W}_{comp}} \quad (95)$$

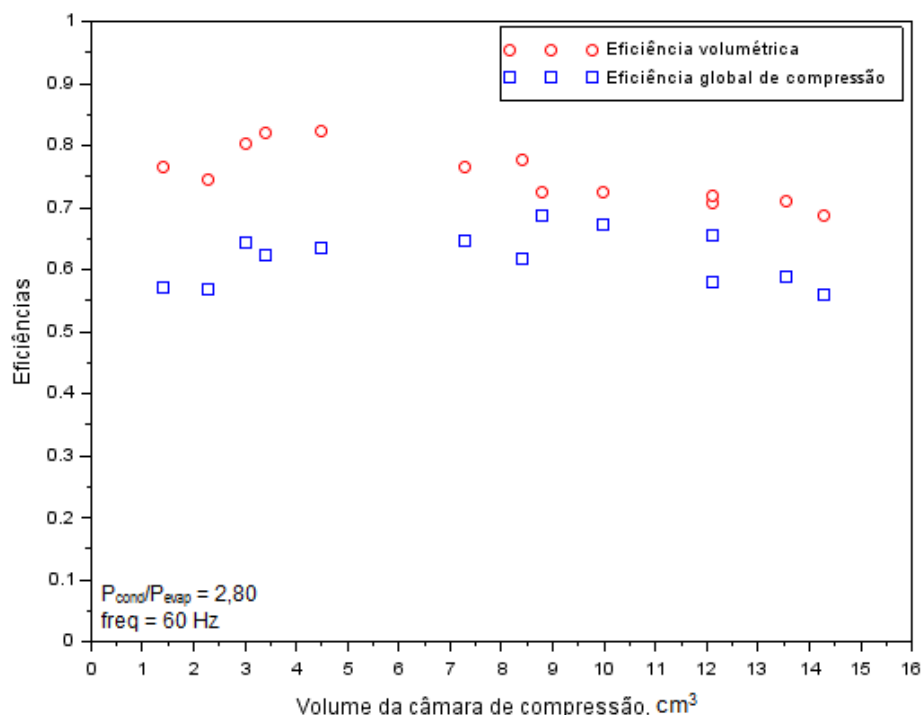
Como o presente trabalho envolve elevadas temperaturas de saturação, diferentemente das envolvidas nas aplicações dos compressores considerados, as eficiências foram calculadas considerando razões de pressões da ordem das observadas neste trabalho ($P_{cond}/P_{evap} \cong 2,75$). Isto foi feito de forma a reduzir as discrepâncias observadas devido à influência da razão de pressões nas eficiências (SATHE *et al.*, 2008; GOSNEY, 1982). Esta foi a opção encontrada para contornar a ausência de dados para as condições do presente trabalho, uma vez que o parâmetro de operação mais influente nas eficiências do compressor é a razão de pressões.

O resultado do cálculo das eficiências está representado na Figura 57. Valores em torno de 0,6 são observados para a eficiência global de compressão, enquanto a global gira em torno de 0,75. Eficiências ligeiramente abaixo das demais são observadas para os menores e para os maiores volumes considerados. No entanto, tal afirmação é, de certa forma, especulada, especialmente devido à própria dispersão dos dados existentes e da falta de mais dados nestas faixas.

Embora já tenham sido construídos compressores dos mais diferentes tamanhos, não se encontrou, na literatura, um estudo da influência deste parâmetro no funcionamento deste componente. Já a influência do estado do refrigerante está presente em alguns trabalhos, porém com baixa frequência.

Na próxima seção será proposto um modelo para o comportamento das eficiências em função do tamanho do compressor.

Figura 57 – Eficiências volumétrica e global em função do volume da câmara de compressão



5.4 EFEITO DE COMPRESSÃO NÃO IDEAL

5.4.1 Modelo proposto

Conforme mencionado anteriormente, embora com certo grau de incerteza, nota-se que volumes demasiadamente menores ou maiores resultam em menores valores para as eficiências volumétrica e global de compressão. Tal comportamento remete ao observado na Figura 55 (RIGOLA *et al.*, 2002), em que a redução de eficiência se deve especialmente à maior fração ocupada pelo volume morto.

Tendo isso em vista, o presente trabalho propôs o ajuste da eficiência volumétrica segundo o modelo de Gosney (1982), dado pela equação (93). Dada a ausência de dados experimentais na faixa de temperaturas do presente trabalho, a eficiência global de compressão foi ajustada fazendo uso de dados com uma razão de pressões similar aos observados em compressores para uso em refrigeradores domésticos.

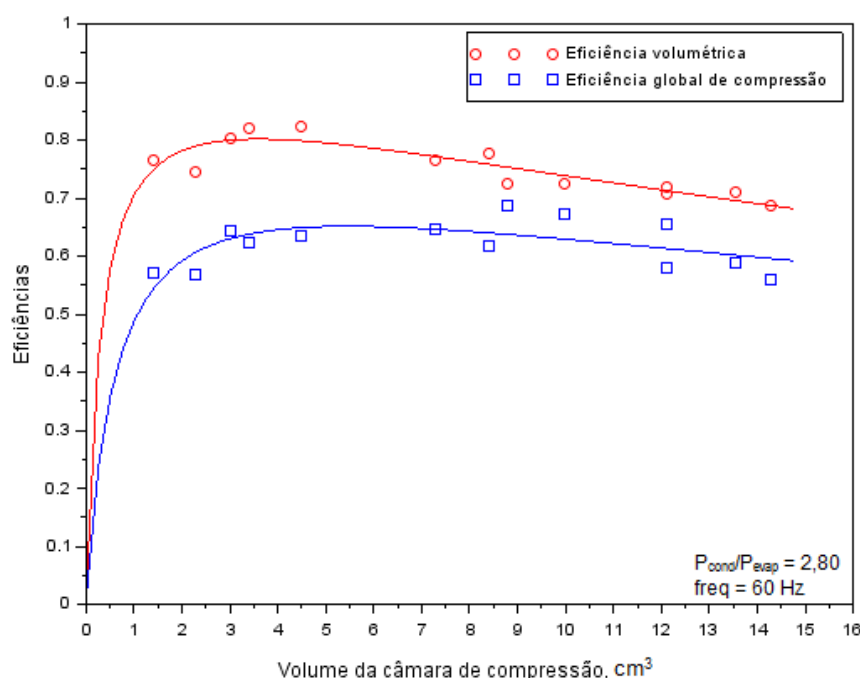
Tendo como referência o comportamento observado por Rigola *et al.* (2002), onde os valores das eficiências rapidamente crescem com o volume, uma função racional foi utilizada para o ajuste de uma curva, com a imposição da condição de eficiência nula conforme o volume tende a zero.

O resultado desse ajuste está representado na Figura 58, onde as equações ajustadas foram as seguintes:

$$\eta_{vol} = \frac{-0,000492 + 1,291V}{1 + 1,614V + 0,0337V^2} \quad (96)$$

$$\eta_g = \frac{-0,00298 + 3,044V}{1 + 3,234V + 0,0787V^2} \quad (97)$$

Figura 58 – Ajuste proposto para as eficiências de compressão em função do volume da câmara



Para estender o ajuste proposto da eficiência volumétrica para outras faixas de aplicação, *i.e.*, razões de pressão, o passo seguinte teve como base a equação (93). Como as pressões de saturação são conhecidas, bem como o coeficiente isentrópico (k), a fração de volume morto para cada tamanho de câmara pode ser determinada inserindo os dados e resolvendo a expressão de forma inversa. Os valores de C obtidos em função do volume da câmara estão relacionados na Figura 59.

Adicionalmente, conforme volume menores da câmara de compressão são considerados, caso a rotação seja mantida, é esperada uma redução na capacidade de refrigeração. Entretanto, o ideal seria realizar uma comparação entre sistemas com valores semelhantes para a capacidade de refrigeração. Isto pode ser feito através do aumento da velocidade do compressor como mecanismo de compensação da redução do volume da câmara de compressão. Para incorporar a rotação ao modelo, dados do fabricante para compressores de velocidade variável foram levantados (Tabela 7, ver apêndice) e suas eficiências são mostradas na Figura 60.

Embora haja dados apenas para volumes de câmara maiores, nota-se que, em geral, as eficiências tendem a diminuir conforme a rotação assume valores mais elevados. Isto ocorre devido ao crescimento das perdas mecânicas com o aumento da velocidade.

Figura 59 – Valores da fração de volume morto calculados a partir dos dados reais, em função do volume da câmara de compressão

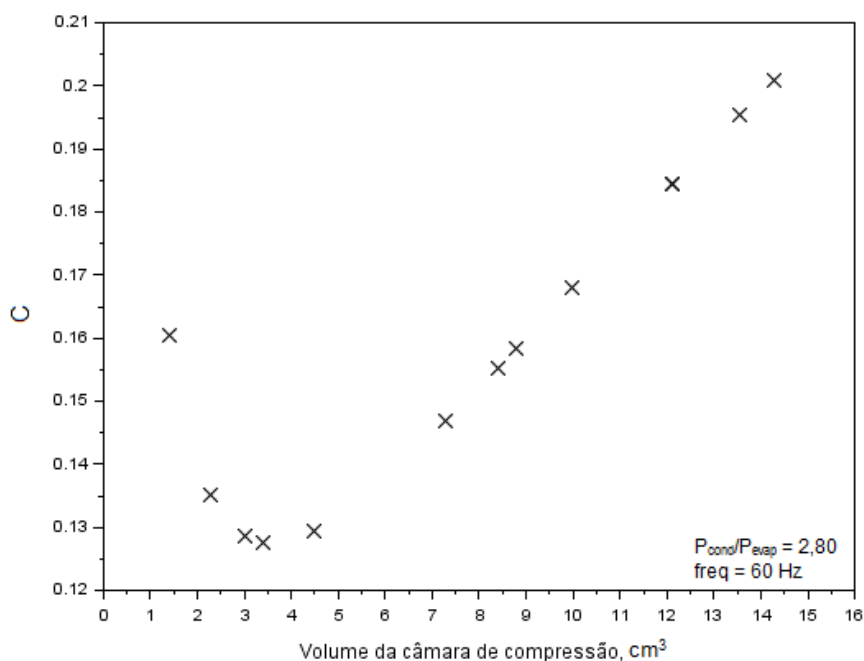
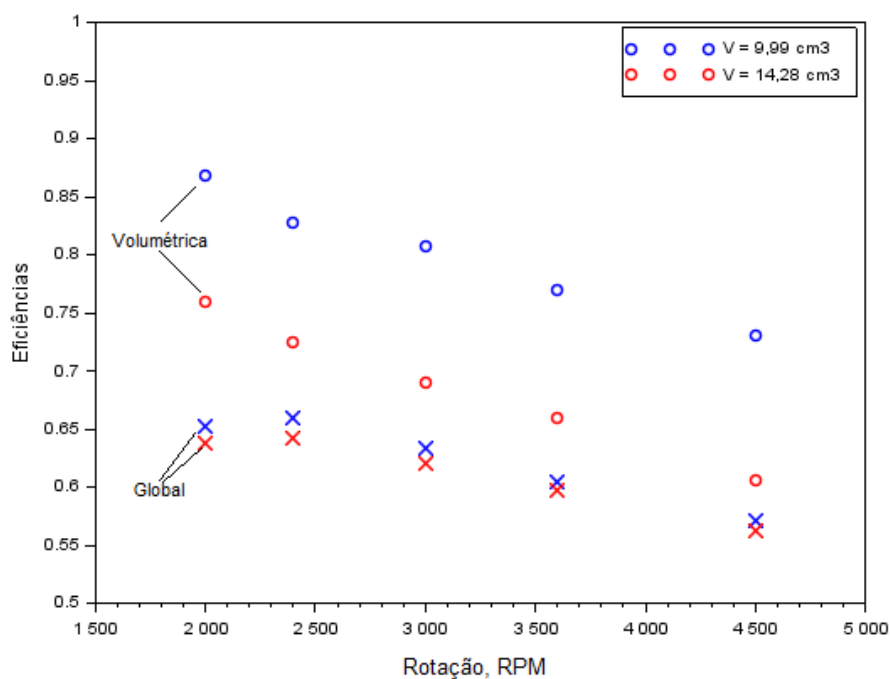


Figura 60 – Eficiências volumétrica e global em função da velocidade de rotação

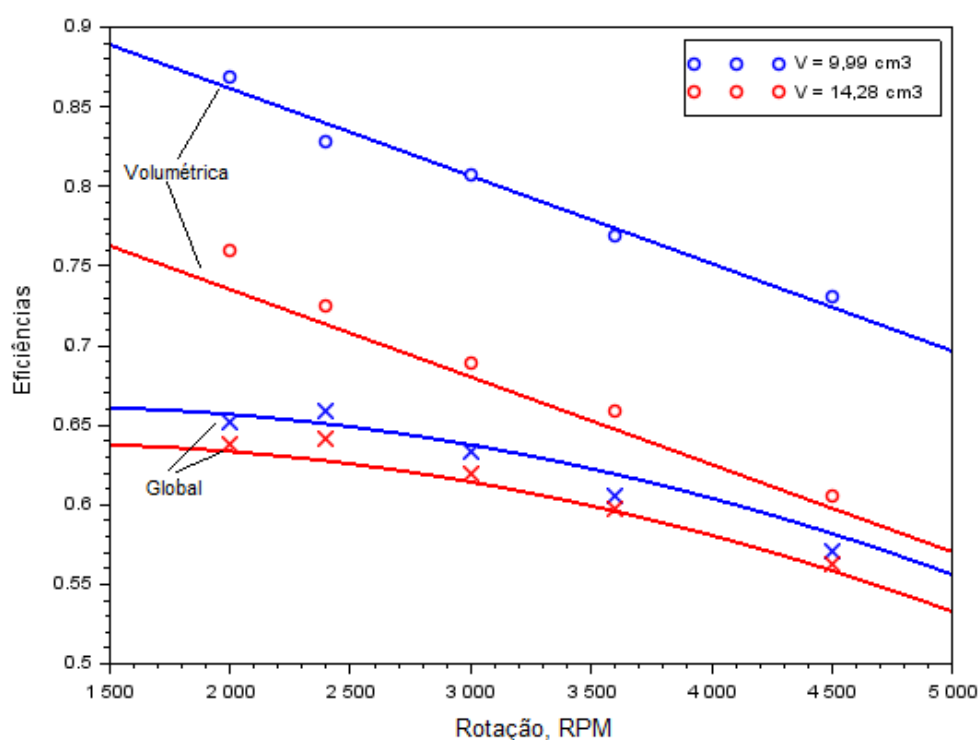


No presente trabalho, foi considerada a hipótese que a influência da rotação atua de forma independente do volume da câmara de compressão, já que o mesmo comportamento é observado para as eficiências dos dois compressores considerados, um com cerca de 10 cm³ e o outro com cerca de 14 cm³. Sendo assim, foi proposta a adição de uma parcela ao ajuste das eficiências, de forma a incorporar os efeitos da rotação para cada volume de câmara. Para a eficiência volumétrica, foi considerada variação linear com a rotação, enquanto um ajuste quadrático foi utilizado para a eficiência global. Como resultado, tem-se as equações (98) e (99), sendo o ajuste ilustrado na Figura 61.

$$\eta_{vol} = \frac{-0,000492 + 1,291V}{1 + 1,614V + 0,0337V^2} - 5,5 \cdot 10^{-5}(N - 3600) \quad (98)$$

$$\eta_g = \frac{-0,00298 + 3,044V}{1 + 3,234V + 0,0787V^2} + [-2,5 \cdot 10^{-8}(N - 3600)^2 - 6 \cdot 10^{-5}(N - 3600)] \quad (99)$$

Figura 61 – Ajuste proposto para as eficiências volumétrica e global em função da velocidade de rotação

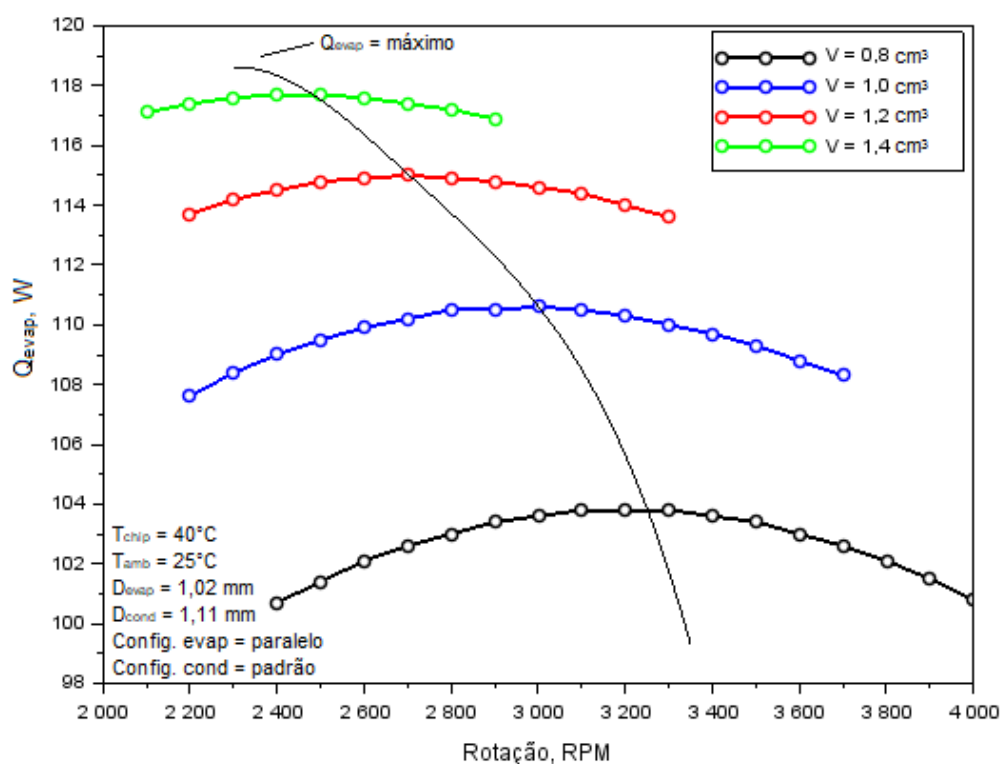


Assim, como resultado desta etapa, tem-se um modelo rústico, mas que busca incorporar dados reais de compressores disponíveis no mercado, sendo sensível às condições na sucção e descarga, ao tamanho da câmara de compressão e à rotação do compressor.

5.4.2 Resultados com o modelo proposto de compressão

Fazendo uso do modelo proposto para as eficiências de compressão, simulações foram conduzidas para análise da taxa de troca de calor no evaporador, sendo os resultados mostrados na Figura 62. Curiosamente, observa-se que a idéia de elevar a rotação para compensar a redução do volume da câmara de compressão reflete em um aumento da taxa de transferência de calor no evaporador até certo ponto. Para rotações demasiadamente elevadas, as quedas nas eficiências possuem maior influência no desempenho do sistema, voltando a reduzir a troca de calor no evaporador.

Figura 62 – Capacidade de refrigeração em função da rotação do compressor para diferentes volumes de câmara de compressão



Logo, para cada volume de câmara de compressão, existe uma rotação que fornece um valor máximo para a capacidade de refrigeração. Assim, é possível determinar o desempenho do sistema para esta condição conforme diferentes volumes são empregados. Os valores de COP e de $\eta_{int,rev}$, para cada volume de câmara, na condição de máxima capacidade de refrigeração, estão representados nas Figuras 63 e 64, respectivamente.

Neste ponto de operação, embora os menores volumes apresentem os maiores valores de COP, seu desempenho se afasta do de um sistema internamente reversível. Esse

comportamento também é observado para volumes maiores, já que o COP do sistema é menor. Assim, o valor ótimo de $\eta_{\text{int,rev}}$ se deu para um volume da câmara de compressão de cerca de $1,2 \text{ cm}^3$. Neste caso, a rotação no ponto de máxima capacidade de refrigeração (115 W) correspondente é de 2675 RPM.

Contudo, a variação observada para $\eta_{\text{int,rev}}$ é bastante pequena, não representando fração significativa dos valores obtidos, mostrando-se um critério relativamente fraco de seleção. Para fins de comparação, outro critério foi empregado: o maior valor de COP, considerando uma capacidade de refrigeração de, pelo menos, 100 W. Neste caso, o volume correspondente foi de $0,75 \text{ cm}^3$ que, para 3300 RPM, fornece a capacidade de refrigeração de aproximadamente 101 W.

Figura 63 – Valores de COP para diferentes volumes de câmara de compressão no ponto de capacidade de refrigeração máxima

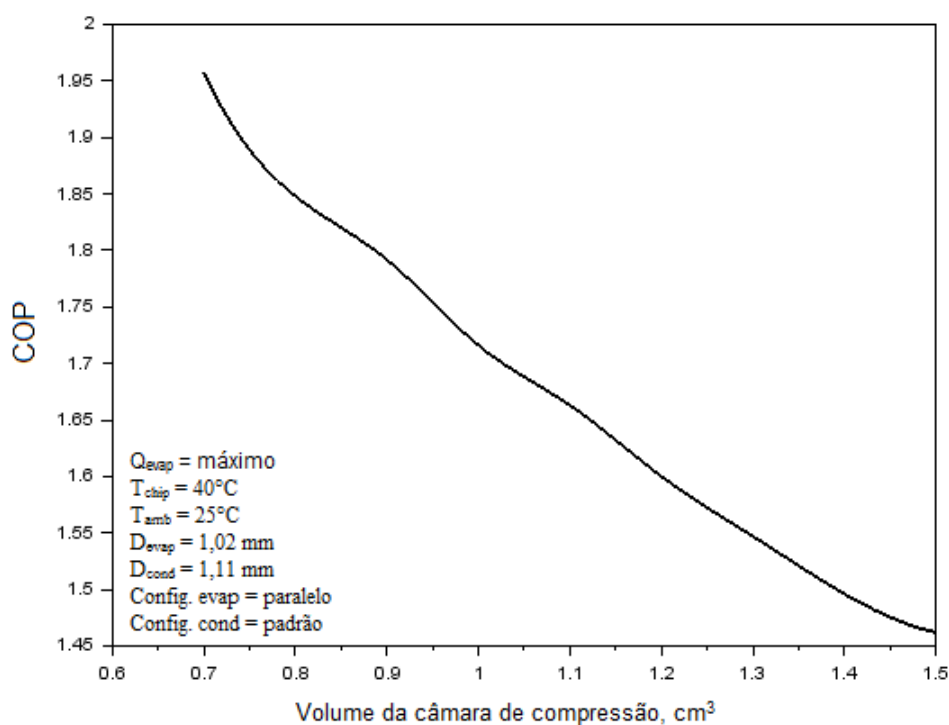
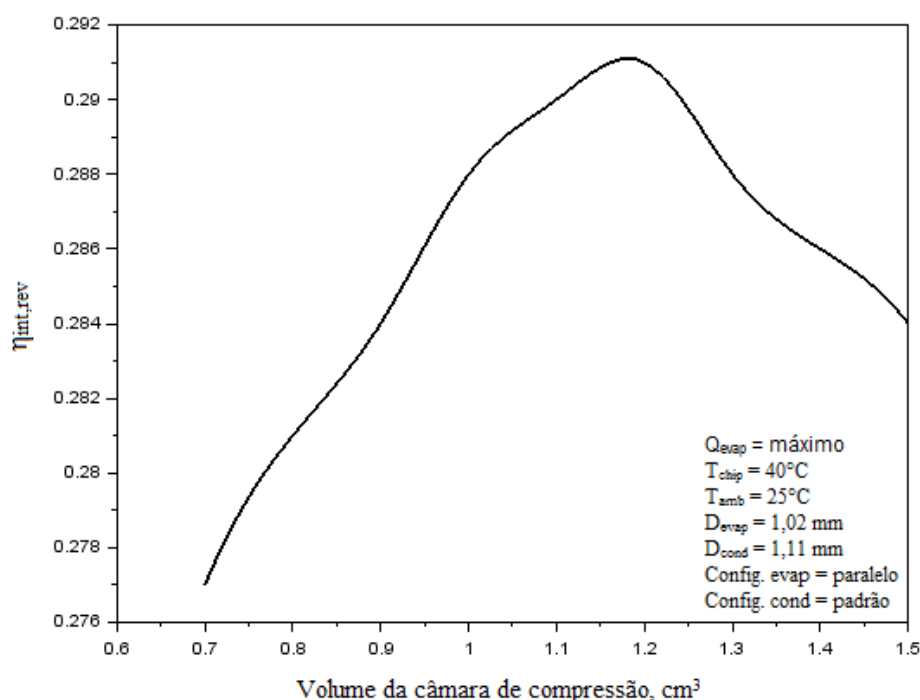


Figura 64 - Valores de $\eta_{\text{int,rev}}$ para diferentes volumes de câmara de compressão no ponto de capacidade de refrigeração máxima



5.5 AVALIAÇÃO DO SISTEMA PROPOSTO

O desempenho de um sistema termoelétrico com capacidade de refrigeração semelhante foi utilizado como base de comparação para o sistema proposto. Os dados obtidos por Chein e Huang (2004) foram utilizados (Tabela 5), considerando $T_c = 40^{\circ}\text{C}$, mesma temperatura considerada para o chip do processador no presente trabalho, e $\Delta T = T_Q - T_F = 40^{\circ}\text{C}$, já que esta corresponde à diferença média entre as temperaturas de saturação do sistema proposto. Neste caso, o COP observado foi de 0,31, sendo 100,8 W a máxima capacidade de refrigeração da célula sob estas condições.

A Figura 65 compara o sistema por compressão mecânica de vapor proposto fazendo uso de dois volumes diferentes para a câmara de compressão, $0,75 \text{ cm}^3$ e $1,2 \text{ cm}^3$, a uma velocidade de compressão que fornece a capacidade de refrigeração máxima. Adicionalmente, foi feita uma comparação com o sistema termoelétrico equivalente, com base nos seus respectivos COPs e na eficiência $\eta_{\text{int,rev}}$. Como esperado, o sistema termoelétrico apresenta valores de COP bastante inferiores. Os baixos valores para $\eta_{\text{int,rev}}$ se devem especialmente à natureza irreversível do próprio efeito termoelétrico, o que impossibilita a obtenção de valores de COP próximos ao de uma máquina ideal.

Tabela 5 – Dados do desempenho de célula termoelétrica em refrigeração de sistema eletrônico

	$T_F = 40^\circ\text{C}$, $I = 74,75\text{ A}$		$T_F = 60^\circ\text{C}$, $I = 79,45\text{ A}$		$T_F = 80^\circ\text{C}$, $I = 84,5\text{ A}$	
ΔT	Q_{\max}	COP	Q_{\max}	COP	Q_{\max}	COP
0	145,3	0,502	164,5	0,499	184,8	0,499
10	134,2	0,449	153,3	0,452	173,6	0,456
20	123,1	0,399	142,2	0,407	162,5	0,415
30	111,9	0,353	131,1	0,365	151,4	0,377
40	100,8	0,309	119,9	0,325	140,3	0,341

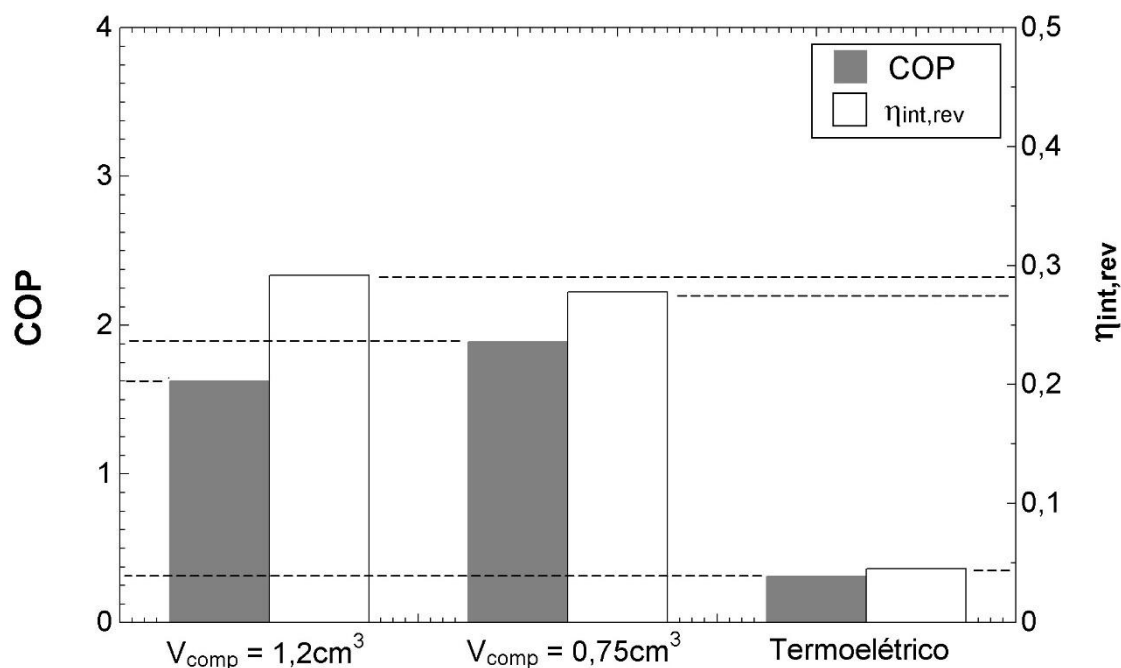
Fonte: Adaptado de CHEIN e HUANG (2004)

Entre os dois volumes empregados para a câmara de compressão, em geral obtém-se desempenho melhor empregando o volume de $0,75\text{ cm}^3$. Contudo, como mencionado anteriormente, os valores de COP maiores para volumes de câmara pequenos vêm acompanhado de uma queda na capacidade de refrigeração. Sendo assim, nota-se que essa escolha deve considerar as restrições dadas tanto pelo espaço disponível quanto pela necessidade térmica do sistema.

Como parâmetro de avaliação alternativo, pode-se considerar um sistema de resfriamento empregando apenas um dissipador, montado diretamente sobre o chip do processador. Neste caso, o gradiente de temperatura se reduz à diferença entre a temperatura do ambiente externo e do chip ($T_{\text{amb}} - T_{\text{chip}} = 40 - 25 = 15^\circ\text{C}$) e a condutância resultante gira em torno de $3,5\text{ W/K}$. Nessas condições, é observada uma taxa de transferência de calor de cerca de 55 W , fato que demonstra a intensificação da troca de calor com o uso do sistema de refrigeração. Evidentemente, o emprego de um simples dissipador também reduz o consumo de energia, utilizado apenas para intensificar o fenômeno de transferência de calor.

Ademais, conclui-se que, na aplicação de resfriamento de eletrônicos, foco do presente trabalho, o sistema mesoscópico proposto apresenta COP satisfatório, em torno de 1,6, condizente com resultados obtidos por Nnanna (2006), Tayde *et al.* (2013) e Weixing *et al.* (2015).

Figura 65 – Comparação do desempenho de sistemas de refrigeração no presente trabalho



5.6 SÍNTESE DO CAPÍTULO

Modelos para complemento do algoritmo desenvolvido, que vinha utilizando processos de expansão e compressão isentálpico e isentrópico, respectivamente, foram apresentados nesta etapa, juntamente com simulações adicionais.

Na seleção do dispositivo de expansão, levantaram-se as consequências do emprego de dimensões pouco ou restritivas demais no desempenho do sistema MVCR em questão. No ponto de operação, ambos os dispositivos considerados apresentaram desempenho semelhante, conforme esperado. Embora o capilar seja menos compacto, seu emprego possibilitaria a inclusão de um trocador de calor interno, com o intuito de melhorar o desempenho do sistema. Após análise desta proposição, concluiu-se que o capilar não adiabático não traria ganhos ao sistema, e o orifício se mostrou a melhor opção para o dispositivo de expansão.

Após revisão de dados na literatura sobre o processo de compressão, um modelo foi proposto para incluir os efeitos de escala à expressão proposta por Gosney (1982). Fazendo uso do modelo proposto, simulações adicionais foram conduzidas. Por fim, uma breve comparação com outras tecnologias de refrigeração apontou o desempenho superior do sistema proposto na presente dissertação.

6 CONCLUSÕES

6.1 SOBRE OS OBJETIVOS DO TRABALHO

O objetivo principal do trabalho consistiu no projeto e análise termodinâmica de um sistema mesoscópico de refrigeração. Isto se deu de forma semelhante a trabalhos referentes a sistemas macroscópicos, através da imposição de diferentes condições de operação e o dimensionamento ou seleção de cada componente conforme seu impacto no sistema global.

Com base no modelo desenvolvido, os limites termodinâmicos envolvidos na construção de um sistema MVCR de dimensões reduzidas foram interpretados, atentando especialmente às escalas do sistema em questão. Conforme proposto, o algoritmo permite o intercâmbio de diferentes tipos de componentes de forma simples, exigindo o emprego de correlações adequadas conforme novas geometrias são adicionadas. O uso de um componente em detrimento do outro e seus devidos impactos no desempenho global também foram avaliados, outro objetivo previsto no início deste trabalho.

A construção de um sistema compacto como o apresentado deve levar em conta variáveis adicionais, como o custo do material e a dificuldade de construção, fatores não considerados no presente trabalho. No entanto, do ponto de vista de operação, o sistema é capaz de refrigerar com boa eficiência, como se nota em protótipos semelhantes na literatura (WU e DU, 2011; TAIJONG *et al.*, 2014), com valores de COP próximos de 2, atingindo até 3,7, altos valores se comparados com a refrigeração termoelétrica.

No geral, a presente dissertação cumpriu os objetivos vislumbrados, abordando o problema de forma diferenciada, propondo uma adaptação, com resultados coerentes e análises conclusivas, à metodologia bem estabelecida e difundida por Gonçalves *et al.* (2009) a um campo no qual as pesquisas são escassas: o da refrigeração em menores escalas.

6.2 SOBRE OS RESULTADOS

A análise de cada componente se deu através da observação de forma individual de cada item empregado no sistema. Em uma primeira etapa, o foco se deu sobre a influência do evaporador e do condensador. Para isto, foi necessário elaborar um modelo distribuído, que considerasse aspectos como a circuitagem do refrigerante sobre os mesmos.

No caso do evaporador, os resultados obtidos para a largura de passagem variável corroboraram com observações de autores como Chow *et al.* (2009), com a presença de um

ponto de máximo desempenho para certas geometrias, já que os efeitos da perda de pressão resultam em perdas crescentes conforme a largura de passagem diminui. Para amenizar isto, a geometria de canais paralelos propõe a divisão da vazão mássica em múltiplos canais, diminuindo o impacto dos fenômenos dissipativos.

Já para o condensador, a piora no desempenho devido às perdas de pressão não se mostraram tão expressivas, e levaram à decisão de empregar a geometria padrão. Curiosamente, autores como Taijong *et al.* (2014) e Yuan *et al.* (2015) empregaram esta combinação de trocadores de calor, embora não explicitem o porquê de suas escolhas. Também foram feitas análises do desempenho do sistema conforme as condições variavam, como as temperaturas de operação e a resistência de contato com a fonte de calor. Algumas observações, embora aparentemente triviais, reforçam o comportamento coerente da simulação para as diferentes situações observadas.

Na seleção do dispositivo de expansão, a decisão final foi tomada com base nas vantagens construtivas de cada tipo de componente e como sua compactidade afeta o tamanho total do sistema. Nesta etapa, análises adicionais confirmaram as observações ressaltadas por Hermes (2013) a respeito do emprego de trocadores de calor internos em sistemas por compressão mecânica de vapor.

Por fim, foi proposto um modelo de compressão que considera não apenas os efeitos da razão de pressões e da fração de volume morto do compressor, mas também o volume da câmara. Isto foi feito com base em dados de compressores reais, mas com um ajuste discutível para menores volumes, já que dados nesta faixa são escassos na literatura. Evidentemente, uma sofisticação do modelo do compressor permitiria análises mais realistas de outros fenômenos não aqui considerados, como a influência da velocidade de rotação.

6.3 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Apesar de ter cumprido com os objetivos almejados para esta dissertação, alguns quesitos mostraram potencial para melhoria de forma a elevar a qualidade do conteúdo. Neste item são mencionadas algumas propostas com respeito a essas deficiências, propondo soluções para contorná-las em trabalhos futuros, bem como outras sugestões.

Embora tenha-se atentado às faixas de aplicabilidade de cada modelo matemático, bem como sua fidelidade aos dados experimentais originais, a realização de uma validação experimental seria o próximo passo para o presente trabalho. Tal ação forneceria uma credibilidade maior ao algoritmo desenvolvido.

Outras configurações para cada componente poderiam ser incluídas, como geometrias ou condições de contorno diferentes para os trocadores de calor, tipos de dispositivos de expansão além dos abordados ou até mesmo outros fluidos refrigerantes. Felizmente, o presente trabalho obteve sucesso em gerar um modelo segundo o qual esse intercâmbio pode ser facilmente realizado, bastando uma busca mais extensa nesses quesitos para a inclusão no algoritmo desenvolvido.

A construção de um protótipo de tamanhos reduzidos, com levantamento de dados experimentais para o compressor enriqueceriam as análises referentes à eficiência de compressão, assunto pouco tratado na literatura. Também obter-se-iam resultados mais facilmente associáveis ao fenômeno real, sem a necessidade de levantamento de hipóteses do funcionamento deste componente na escala mesoscópica.

Para avaliação da viabilidade de construção de um sistema como o proposto na presente dissertação, a consideração de variáveis como o custo de construção e de operação pode ser um tópico interessante para trabalhos futuros. Além disso, análises transientes também podem ser conduzidas futuramente, com o objetivo de avaliar o desempenho durante a partida ou para o desenvolvimento de um sistema de controle, por exemplo.

REFERÊNCIAS

- ABRAMSON D. S., TURIEL I., HEYDARI A. **Analysis of Refrigerator-Freezer Design and Energy Efficiency by Computer Modeling: DOE Perspective**. ASHRAE Transactions 96 (Part I), 1990: 1354–1358.
- ADEYANJU, A. A. **Experimental Comparison of Thermoelectric Refrigeration and Vapour Power Compression Refrigeration**. J Eng Appl Sci 5, 2010: 221–5.
- AMD. Especificações de produtos. <<http://www.amd.com/en-us/products/processors/desktop>> (acesso em 2017).
- BANSAL P. K., MARTIN A. **Comparative Study of Vapor Compression, Thermoelectric and Absorption Refrigerators**. International Journal of Energy Research 24, 2000: 93-107.
- BARBOSA JR. J. R., RIBEIRO G. B., OLIVEIRA P. A. **A state-of-the-art Review of Compact Vapor Compression Refrigeration Systems and their Applications**. Heat Transfer Engineering 33, 2012: 356-374.
- BARNEA D., LUNINSKI Y., TAITEL Y. **Flow in small diameter pipes**. Can. J. Chem. Engng. 61, 1983: 617-62.
- BEJAN, A. **Entropy Generation Through Heat and Fluid Flow**. New York: John Wiley & Sons, 1982.
- BELL I. H., WRONSKI J., QUOILIN S., LEMORT V. **Pure and Pseudo-Pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library Coolprop**. Ind. Eng. Chem. Res. 53, 2014.
- CAVALLINI A., DEL COL D., DORETTI L., MATKOVIC M., ROSSETO L., ZILIO C. **Condensation in Horizontal Smooth Tubes: a New Heat Transfer Model for Heat Exchanger Design**. Heat Transfer Eng. 27, 2006: 31-38.
- CHEIN R., HUANG G. **Thermoelectric Cooler Application in Electronic Cooling**. Applied Thermal Engineering 24, 2004: 2207-2217.
- CHEN L., TIAN Y.S., KARAYIANNIS T.G. **The Effect of Tube Diameter on Vertical Two-Phase Flow Regimes in Small Tubes**. Int. J. Heat Mass Transfer 49, 2006: 4220–4230.
- CHIRIAC F., CHIRIAC V. **An Alternative Method for the Cooling of Power Microelectronics Using Classical Refrigeration**. Thermal Issues in Emerging Technologies, 2007.
- CHOW L. C., CARTER III H. C., KAPAT J. S., LAVEAU A., SUNDARAM K. B., VAIDYA J. **Component Fabrication and Testing for a Meso-Scale Refrigerator**. American Institute of Aeronautics and Astronautics 99-4154, 1999.

CICCHITTI A., LOMBARDI C., SILVESTRI M., SOLDAINI G., ZAVATARELLI R. **Two-phase Cooling Experiments – Pressure Drop, Heat Transfer and Burnout Measurements.** Energia Nucleare 7, 1960: 407-425.

COGGINS C., GERLACH D., JOSHI Y., FEDOROV A. **Compact, Low Temperature Refrigeration of Microprocessors.** International Refrigeration and Air Conditioning Conference, 2000: paper 814.

COLLADO, F. J. **The Entropy Balance for Boiling Flow.** Fusion Eng. Des. 56, 2001: 199-203.

CORNWELL P. A. K., KEW P. A. **Boiling in small parallel channels.** Em Energy Efficiency in Process Technology, por P.A. Pilavachi, 624–638. London: Elsevier Applied Science, 1993.

COSTAGLIOLA, M. **The Theory for Spring Loaded Valves for Reciprocating Compressors.** J.Appl. Mech, 1950: 415-420.

DA RIVA E., DEL COL D., GARIMELLA S. V., CAVALLINI A. **The Importance of Turbulence during Condensation in a Horizontal Circular Minichannel.** Int. J. Heat Mass Transfer 55, Issue 13, 2012: 3470–3481.

DAMIANIDES C. A., WESTWATER J. W. **Two-Phase Flow Patterns in a Compact Heat Exchanger and in Small Tubes.** Proc. Second UK National Conf. on Heat Transfer. Glasgow: Mechanical Engineering Publication, 1988. 1257-1268.

DAVIS G. L., SCOTT T. C. **Component, Modeling Requirements for Refrigeration System Simulation.** International Compressor Engineering Conference, 1976: paper 221.

DITTUS F. W., BOELTER L. M. K. **Heat Transfer in Automobile Radiators of the Tubular Type.** International Communications in Heat and Mass Transfer 12, Issue 1, 1985: 3-22.

EID J. C., ANTONETTI V. W. **Small Scale Thermal Contact Resistance of Aluminum against Silicon.** Em Heat Transfer 2, por V.P. Carey and J. K. Ferrel C.L. Tien, 659-664. New York: Hemisphere, 1986.

ELECTRONICS, Delta. <<http://www.delta-fan.com/Download/Spec/AFB0512MB-F00.pdf>> (acesso em 2017).

FRIED, E. **Thermal Conduction Contribution to Heat Transfer at Contacts.** Em Thermal Conductivity 2, por R.P. Tye. London: Academic Press, 1969.

FUKANO T., KARIYASAKI A. **Characteristics of Gas-Liquid TwoPhase Flow in a Capillary.** Nucl. Engng. Des. 141, 1993: 59-68.

GOLDSMID, H. J. **Introduction to Thermoelectricity.** Berlin: Springer-Verlag, 2010.

GONÇALVES J. M., MELO C., HERMES C. J. L. **A Semi-Empirical Model for Steady-State Simulation of Household Refrigerators.** Applied Thermal Engineering, 2009: 1622-1630.

GOSNEY, W. B. **Principles of Refrigeration**. New York: Cambridge University Press, 1982.

HERMES C. J. L., MELO C., NEGRÃO C. O. R. **A numerical simulation model for plate-type, roll-bond evaporators**. International Journal of Refrigeration 31, 2008: 335-347.

HERMES C. J. L., BARBOSA JR J. R. **Thermodynamic Comparison of Peltier, Stirling, and Vapor Compression Portable Coolers**. Applied Energy 91, 2012: 51-58.

HERMES C. J. L., GONÇALVES J. M., MELO C., KNABBEN F. T. **Prediction of the Energy Consumption of Household Refrigerators and Freezers Via Steady-State Simulation**. Applied Energy 86, 2009: 1311-1319.

HERMES C. J. L., MELO C. **A first-principles Simulation Model for the Start-up and Cycling Transients of Household Refrigerators**. International Journal of Refrigeration 31, 2008: 1341-1357.

HERMES C. J. L., MELO C., GONÇALVES J. M. **Modeling of Non-Adiabatic Capillary Tube Flows: a Simplified Approach and Comprehensive Experimental Validation**. International Journal of Refrigeration 31, 2008: 1358-1367.

HERMES, C J L. **Refrigerant Charge Reduction in Vapor Compression Refrigeration Cycles Via Liquid-to-Suction Heat Exchange**. International Journal of Refrigeration 52, 2015: 93-99.

HERMES, C. J. L. **Alternative Evaluation of Liquid-to-Suction Heat Exchange in the Refrigeration Cycle**. International Journal of Refrigeration 36, 2013: 2119-2127.

HERMES, C. J. L. **Conflation of ε -NTU and EGM Design Methods for Heat Exchangers with Uniform Wall Temperature**. International Journal of Heat and Mass Transfer 55, 2012: 3812-3817.

HERMES, C. J. L. **Desenvolvimento de Modelos Matemáticos para a Simulação Numérica de Refrigeradores Domésticos em Regime Transiente**. Dissertação de Mestrado, Florianópolis: UFSC, 2000.

HERMES, C. J. L. **Uma Metodologia para a Simulação Transiente de Refrigeradores Domésticos**. Tese de Doutorado, Florianópolis: Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 2006.

HEYDARI, A. **Miniature Vapor Compression Refrigeration System for Active Cooling of High Performance Computers**. Proc. 8th Inter Society Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems, 2002: 371-378.

INCROPERA F. P., DEWITT D. P., BERGMAN T. L., LAVINE A. S. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**. Wiley, 2007.

INTEL, C. Especificações de produtos. <<http://www.intel.com>> (acesso em 2017).

ITRS. **International Technology Roadmap for Semiconductors**. 2005.

J., GOLDSMID H. **Introduction to Thermoelectricity**. Berlin: Springer-Verlag, 2010.

JAKOBSEN, A. **Energy Optimisation of Refrigeration Systems: the Domestic Refrigerator – a Case Study**. Ph.D. Thesis, Lyngby, Denmark : Technical University of Denmark, 1995, Jakobsen, A., 1995, Energy Optimisation of Refrigeration Systems: the Domestic Refrigerator – a Case Study, Ph.D. Thesis, Technical University of Denmark, Lyngby, Denmark .

KANDLIKAR S. G., GARIMELLA S., LI D., COLIN S., KING M. R. **Heat Transfer and Fluid Flow in Minichannels and Microchannels**. Elsevier, 2006.

KANDLIKAR S. G., GRANDE W. J. **Evolution of microchannel flow passages, thermo-hydraulic performance and fabrication technology**. Heat Transfer Engineering, 24, 2003: 3 – 17.

KANIZAWA F. T., RIBATSKI G. **Void Fraction Predictive Method Based on the Minimum Kinetic Energy**. J. Braz. Soc. Mech. Sci. Eng. 38, Issue 1, 2016: 209-225.

KANIZAWA F. T., TIBIRIÇÁ C. B., RIBATSKI G. **Heat Transfer during Convective Boiling Inside Microchannels**. International Journal of Heat and Mass Transfer 93, 2016: 566–583.

KIM M., BULLARD C. W. **Air-Side Thermal Hydraulic Performance of Multi-Louvered Fin Aluminum Heat Exchangers**. International Journal of Refrigeration 25, 2002: 390–400.

KIM SUNG-MIN, MUDAWAR I. **Review of Databases and Predictive Methods for Pressure Drop in Adiabatic, Condensing and Boiling Mini/Micro-Channel Flows**. International Journal of Heat and Mass Transfer 77, 2014: 74-97.

KLEIN F. H., MELO C., MARQUES M. E. **Steady-State Simulation of an All Refrigerator**. International congress of refrigeration, Sydney, 1999: Paper 073.

KLEINERT H. J., NAJORK H. G. **Energetic and Volumetric Characteristics for the Uniform Valuation of Gas and Refrigeration Compressors**. International Compressor Engineering Conference, 1986: paper 527.

LEI Z., ZAHEERUDDIN M. **Dynamic Simulation and Analysis of a Water Chiller Refrigeration System**. Applied Thermal Engineering 25, 2005: 2258-2271.

LIU Z., WINTERTON R. H. S. **A General Correlation for Saturated and Subcooled Flow Boiling in Tubes and Annuli, Based on a Nucleate Pool Boiling Equation**. Int. J. Heat Mass Transfer 34, 1991: 2759–2766.

LOCKHART R. W., MARTINELLI R.C. **Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-Phase, Two-Component Flow in Pipes**. Chemical Engineering Progress 45, 1949: 39-48 .

MACKEY S., HANNEMANN R. **Advanced Cooling Using Meso-Scale Evaporative Cold Plates**. Electronics Cooling Magazine, 2007.

MCGOVERN J. A., HARTE S. **An Exergy Method for Compressor Performance Analysis.** International Journal of Refrigeration 18, Issue 6, 1995: 421-433.

MCGOVERN, J. A. **Utilization of Volumetric Displacement in Reciprocating Refrigerant Compressors.** International Compressor Engineering Conference at Purdue, 1990: 254-263.

MCQUISTON F. C., PARKER J. D., SPITLER J. D. **Heating, Ventilating and Air Conditioning: Analysis and Design.** Wiley, 2005.

MEHENDALE S. S., JACOBI A. M., SHAH R. K. **Heat Exchangers at Micro and Meso-Scales.** Proc. Int. Conf. Compact Heat Exchangers and Enhance Technology for the Process Industries, 1999: 55-74.

MELO C., FERREIRA R. T. S., NEGRÃO C. O. R., PEREIRA R. H. **Dynamic behaviour of a vapour compression refrigerator: a theoretical and experimental analysis.** IIR/IIF Meeting at Purdue, 1988: 98-106 .

MONGIA R., MASAHIRO K., DISTEFANO E. **Small Scale Refrigeration System for Electronics Cooling within a Notebook Computer.** Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronics Systems, 2006: 751-758.

MORAN M. J., SHAPIRO H. N. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia** 6ª ed. Rio de Janeiro: LTC, 2009.

MÜLLER-STEINHAGEN H., HECK K. **A Simple Friction Pressure Drop Correlation for Two-Phase Flow in Pipes.** Chemical Engineering and Processing: Process Intensification 20, 1986: 297–308.

NASCIMENTO F. J., LEÃO H. S. L., RIBATSKI G. **An Experimental Study on Flow Boiling Heat Transfer of R134a in a Microchannel Heat Sink.** Experimental Thermal and Fluid Science 45, 2013: 117-127.

NEGRÃO C. O. R., HERMES C. J. L. **Energy and Cost Savings in Household Refrigerating Appliances: A Simulation-Based Approach.** Applied Energy 88, 2011: 3051-3060.

NNANNA, A.G.A. **Application of Refrigeration System in Electronics Cooling.** Applied Thermal Engineering 26, 2006: 18–27.

PATANKAR, S. **Numerical Heat Transfer and Fluid Flow.** Washington: Taylor and Francis, 1980.

PEREZ-LOMBARD L., ORTIZ J., MAESTRE I. R. **The Map of Energy Flow in HVAC Systems.** Applied Energy 88, 2011: 5020–31.

PÉREZ-SEGARRA C. D., RIGOLA J., OLIVA A. **Thermal and Fluid Dynamic Characterization of Hermetic Reciprocating Compressors.** International Compressor Engineering Conference, 2002: paper 1507.

PETERSON G. P., FLETCHER L. S. **Thermal Contact Resistance of Silicon Chip Bonding Materials**. Proceedings of the International Symposium on Cooling Technology for Electronic Equipment, 1987: 438-448.

PETUKHOV, B. S. **Heat Transfer and Friction in Turbulent Pipe Flow with Variablephysical Properties**. Adv. Heat Transfer 6, 1970.

PHELAN P. E., CHIRIAC V., LEE T. Y. **Performance Comparison of Mesoscale Refrigeration Technologies for Electronics Packaging**. International Electronic Packaging Technical Conference and Exhibition 2, 2003: paper 35.

PHELAN P. E., SWANSON J., CHIRIAC F., CHIRIAC V. **Designing a Mesoscale Vapor-Compression Refrigerator for Cooling High-Power Microelectronics**. Inter Society Conference on Thermal Phenomena, 2004.

QUIBEN J. M., THOME J. R. **Flow Pattern Based Two-Phase Frictional Pressure Drop Model for Horizontal Tubes, Part II: New Phenomenological Model**. International Journal of Heat and Fluid Flow 28, 2007: 1060-1072.

RADERMACHER R., GERCEK E., AUTE V.C. **Transient Simulation Tool for Refrigeration Systems**. IIR Conference on Commercial Refrigeration. Vicenza, Italy, 2005. 349-355 .

REEVES R. N., BULLARD C. W., CRAWFORD R. R. **Modeling and Experimental Parameter Estimation of a Refrigeration/Freezer System**. ACRC TR-9. Urbana-Champaign (Urbana, IL, USA): University of Illinois, 1992.

REVELLIN R., BONJOUR J. **Entropy Generation During Flow Boiling of Pure Refrigerant and Refrigerant–Oil Mixture**. International Journal of Refrigeration 34, 2011: 1040-1047.

RIBATSKI G., SILVA J. D. **Condensation in Microchannels**. Microchannel Phase Change Transport Phenomena, 2016: 287-324.

RIGOLA J., PÉREZ-SEGARRA C. D., LABORATORI A. O. **Parametric Studies on Hermetic Reciprocating Compressors**. International Journal of Refrigeration 28, 2005: 253–266.

ROWE, D.M. **CRC Handbook of Thermoelectrics**. London: CRC Press Boca Raton, 1995.

RUZ M. L., GARRIDO J., VÁZQUEZ F., MORILLA F. **A Hybrid Modeling Approach for Steadystate Optimal Operation of Vapor Compression Refrigeration Cycles**. Applied Thermal Engineering 120, 2017: 74-87.

SAECHAN P., WONGWISES S. **Optimal Configuration of Cross Flow Plate Finned Tube Condenser Based on the Second Law of Thermodynamics**. Int. J. Therm. Sci., 2008.

SAITOH S., DAIGUJI H., HIHARA E. **Correlation for Boiling Heat Transfer of R-134a in Horizontal Tubes Including Effect of Tube Diameter**. Int. J. Heat Mass Transfer 50, Issue 25, 2007: 5215–5225.

SANGKWON, J. **How difficult is it to make a micro refrigerator?** International Journal of Refrigeration 27, 2004: 309-313.

SATHE A. A., GROLL E. A., GARIMELLA S. V. **Experimental Evaluation of a Miniature Rotary Compressor for Application in Electronics Cooling.** Proc. Intl. Compressor Engineering Conference at Purdue, 2008: paper 1115.

SEMPÉRTEGUI-TAPIA D., RIBATSKI G. **The Effect of Cross-Sectional Geometry on the Two-phase Frictional Pressure Drop in Horizontal Micro-Scale Channels.** Conference Proceedings of 15th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering. Belem, 2014.

SEMPÉRTEGUI-TAPIA, D. F. **Análise experimental do efeito da geometria da seção transversal e do desempenho de fluidos de reduzido GWP na ebulição convectiva em canais de dimensões reduzidas.** Tese de Doutorado, São Carlos: Universidade de São Paulo, 2016.

SERIZAWA A., FENG, Z., KAWARA, Z. **Two-Phase Flow in Microchannels.** Exp. Therm. Fluid Sci. 26, Issue (6–7), 2002: 703–714.

SHAH R. K., SEKULIC´ D. P. **Fundamentals of Heat Exchanger Design.** John Willey and Sons Inc., 2003.

SHANNON, M.A., M.L. PHILPOTT, N.R. MILLER, C.W. BULLARD, D.J. BEEBE, A.M. JACOBI, P.S. HRNJAK, T. SAIF, N. ALURU, H. SEHITOGLU, A. ROCKETT, J. ECONOMY. **Integrated Mesoscopic Cooler Circuits (IMCCS).** American Society of Mechanical Engineers, Advanced Energy Systems Division 39, 1999: 75-82.

SNAITH B., P.W. O'CALLAGHAN, S. D. PROBERT **“Interstitial Materials for Controlling Thermal Conductance across Pressed Metallic Contacts.** Applied Energy 16, 1984: 175-191.

SOOTSMAN J. R., CHUNG D. Y., KANATZIDIS M. G. **New and Old Concepts in Thermoelectric Materials.** Angewandte Chemie Int Ed 48, 2009: 526-532.

STEINKE M. E., KANDLIKAR S. G. **An Experimental Investigation of Flow Boiling Characteristics of Water in Parallel Microchannels.** Journal of Heat Transfer 126, Issue 4, 2004: 518–526.

STEPHAN K., ABDELSALAM M. **Heat-transfer Correlations for Natural Convection Boiling.** Int. J. Heat Mass Transfer 23, Issue 1, 1980: 73–87.

STOECKER, W.F. **A Generalized Program for Steady-State System Simulation.** ASHRAE Transactions 77, 1971: 140-148 .

STOUFFS P., TAZEROUT M., WAUTERS P. **Thermodynamic Analysis of Reciprocating Compressors.** International Journal of Thermal Sciences 1, Issue 1, 2001: 52-66.

SUN L., MISHIMA K. **Evaluation Analysis of Prediction Methods for Two-Phase Flow Pressure Drop in Mini-Channels.** Int. J. Multiphase Flow 35, 2009: 47–54.

TAIJONG S., DONGHUN L., HWA SOO K., JONGWON K. **Development of a Novel Meso-Scale Vapor Compression Refrigeration System (mVCRS)**. Applied Thermal Engineering 66, 2014: 453-463.

TASSOU S. A., LEWISA J. S., GEA Y. T., HADAWWEYA A., CHAERB I. **A Review of Emerging Technologies for Food Refrigeration Applications**. Applied Thermal Engineering 13, Issue 4, 2010: 263 – 276.

TAYDE M. M., BHUYAR L. B., THAKRE S. B. **Design and Development of Mini-Scale Refrigerator**. American International Journal of Research in Science, Technology, Engineering & Mathematics 13, 2013: 163-168.

TIBIRIÇÁ C. B., RIBATSKI G. **Flow Boiling Phenomenological Differences between Micro and Macroscale Channels**. Heat Transfer Eng. 36, Issue 11, 2015: 937–942.

TRIPLETT K.A., GHIAASIAAN S.M., ABDEL-KHALIK S.I., SADOWSKI D.L. **Gas-Liquid Two-Phase Flow in Microchannels, Part I: Two-Phase Flow Patterns**. Int. J. Multiphase Flow 25, 1999: 377–394.

TURKAKAR G., OZYURT T. O. **Entropy Generation Analysis and Dimensional Optimization of an Evaporator for Use in a Microscale Refrigeration Cycle**. International Journal of Refrigeration 56, 2015: 140-153.

VARGAS J. V. C., PARISE J. A. R. **Simulation in Transient Regime of a Heat Pump with Closed-Loop and On–Off Control**. International Journal of Refrigeration 18, Issue 4, 1995: 235–243.

VON DOSKY S., HEINZE D., WOLF J. **Numerical Simulation of a Refrigeration Cycle for Scaling Towards Small Geometries**. International Journal of Refrigeration 31, 2008: 1384-1390.

WARREN W. L., DUBOIS L. H., WAX S. G., GARDOS M.N., AND FEHRENBACHER L. **Mesoscale Machines and Electronics—“There’s Plenty of Room in the Middle”**. International Mechanical Engineering Congress and Exhibition, 1999: 3-8.

WEIXING Y., BO Y., YUFEI Y., KEXIAN R., JIAN X., YIBING L. **Development and Experimental Study of the Characteristics of a Prototype Miniature Vapor Compression Refrigerator**. Applied Energy 143, 2015: 47-57.

WU Z., DU R. **Design and Experimental Study of a Miniature Vapor Compression Refrigeration System for Electronics Cooling**. Applied Thermal Engineering 31, 2011: 385-390.

YILDIZ, S. **Design and Simulation of a VCR Cycle for a Micro Refrigerator**. Thesis, Middle East Technical University, 2010.

YILMAZ T., UNAL S. **General Equations for the Design of Capillary Tubes**. ASME Journal of Fluids Engineering 118, 1996: 150–154.

ZHANG W., HIBIKI T., MISHIMA K. **Correlations of Two-Phase Frictional Pressure Drop and Void Fraction in Mini-Channel**. International Journal of Heat and Mass Transfer 53, 2010: 453–465.

ZHANG X., ZHAO L. D. **Thermoelectric materials: Energy conversion between heat and electricity**. Journal of Materiomics 1, 2015: 92-105.

APÊNDICE – PARÂMETROS DE OPERAÇÃO DOS COMPRESSORES

Tabela 6 – Parâmetros de operação dos compressores à velocidade de rotação de 60 Hz

Modelo do compressor	Fabricante	Razão de pressões	Volume do cilindro [cm ³]	Potência de compressão [W]	Vazão mássica [kg/h]
BD1.4F-VSD	Secop	3	1,41	90	6,26
EMIS20HHR	Embraco	2,80	2,27	120	7,36
EM30HHR	Embraco	2,80	3	151	9,56
EMT37HDP	Embraco	2,80	3,4	158	10,89
EMT50HDP	Embraco	2,80	4,5	206	14,44
NEK6160Z	Embraco	2,80	7,28	327	21,72
NEK6170Z	Embraco	2,80	8,39	394	25,4
NE6170Z	Embraco	2,80	8,77	370	24,82
NEK6187Z	Embraco	2,80	9,99	431	28,19
NEK6210Z	Embraco	2,80	12,11	607	33,45
NE6187Z	Embraco	2,80	12,11	536	33,96
NE6210Z	Embraco	2,80	13,54	669	37,57
NEK6212Z	Embraco	2,80	14,28	740	38,22

Tabela 7 – Parâmetros de operação dos compressores à velocidade variável

	Modelo do compressor			
	VNEK610Z - Embraco (9,99 cm ³)		VNEK614Z - Embraco (14,28 cm ³)	
Rotação [RPM]	Potência de compressão [W]	Vazão mássica [kg/h]	Potência de compressão [W]	Vazão mássica [kg/h]
2000	247	18,81	373	26,20
2400	293	21,51	445	30,01
3000	381	26,22	576	35,67
3600	479	29,98	717	40,91
4500	635	35,59	952	46,96